

ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE SILENCIADORES DISSIPATIVOS

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL
DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

MARCELO LUIZ PEREIRA

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1995

ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE SILENCIADORES DISSIPATIVOS

MARCELO LUIZ PEREIRA

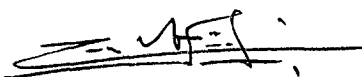
DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA ENGENHARIA CIVIL, ÁREA DE
CONCENTRAÇÃO CONSTRUÇÃO CIVIL, APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
CIVIL

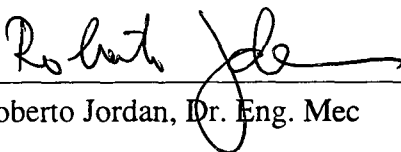


Samir N. Y. Gerges, Ph.D - Orientador



Carlos Alberto Szücs, Ph.D - (Coordenador do Curso)

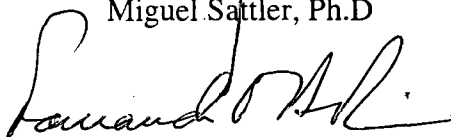
Banca Examinadora:



Roberto Jordan, Dr. Eng. Mec



Miguel Sattler, Ph.D



Fernando Oscar Ruttkay Pereira, Ph.D

Através de uma penosa experiência, aprendemos que o pensamento racional não é suficiente para resolver os problemas de nossa vida social. A pesquisa perspicaz e o acurado trabalho científico tiveram, com frequência, consequências trágicas para o ser humano, trazendo por um lado invenções que livraram o homem das mais extenuantes fadigas físicas, tornando sua vida mais fácil e rica. Por outro lado, causa nele uma inquietação grave por torná-lo escravo de seu mundo científico e, o mais catastrófico, cria os meios para sua destruição em massa. Uma tragédia realmente assustadora.

Albert Einstein

**Mensagem ao Congresso de Intelectuais para a Paz
(1948)**

Quero dedicar esse trabalho ao amor de:

**meus pais Lindomar e Nilza;
meus irmãos Batista, Luciano, Cesário e Luana;
minha avó Carmen;
minha namorada Daíse.**

“Óh amor! Enquanto puderes não te percas de mim...”

Marcelo

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Samir N. Y. Gerges pela orientação, exemplos e amizade tão importantes na minha formação.

Aos colegas de trabalho do curso Técnico de Refrigeração e Ar Condicionado da ETFSC-UnED/SJ (Escola Técnica Federal de Santa Catarina). Em especial ao Professor Rogério Vilain pela amizade e companheirismo.

Aos colegas e funcionários do Laboratório de Acústica e Vibrações do Curso de Engenharia Mecânica da UFSC. Em especial aos Engenheiros Márcio R. M. Kimura, Naor Moraes Melo, Mauricy cesar R. de Souza, Roberto Dias e a Secretária da SOBRAC Heloisa Helena de Faria.

À Irizete Odete Meneses Secretária do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil da UFSC, pelas colaborações, amizade e simpatia.

SUMÁRIO

pag.

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

SIMBOLOGIA

RESUMO

ABSTRACT

1- INTRODUÇÃO

1.1- Generalidades	1
1.2- Justificativa Desse Trabalho	2
1.3- Objetivos	4
1.3.1- Objetivo Geral	4
1.3.2- Objetivos Específicos	5

2- SILENCIADORES DISSIPATIVOS

2.1- Introdução	6
2.2- Efeito das Células na Atenuação	9
2.3- Desempenho Acústico	11
2.3.1- Perda de Inserção	11
2.3.2- Redução de Ruído	12

2.3.3- Atenuação	12
2.3.4- Perda de Transmissão	13
2.4- Comparação Entre os Parâmetros de Performance	15
3- CARACTERÍSTICAS FÍSICAS E ACÚSTICAS DO CONJUNTO DUTO-SILENCIADOR	
3.1- Conjunto Duto-Silenciador	17
3.2- Configuração dos Silenciadores	18
3.3- Configuração dos Dutos	19
3.4- Propriedades Físicas e Acústicas das Células	20
3.4.1- Propriedades Físicas	20
3.4.2- Propriedades Acústicas	21
3.4.2.1- Coeficiente de Absorção	21
3.4.2.2- Impedância Acústica	23
4- ENSAIOS EXPERIMENTAIS DA PERDA DE TRANSMISSÃO	
4.1- Introdução	25
4.2- Técnica de Medição	26
4.3- Perda de Transmissão	29
4.4- Sistema de Medição	31
4.5- Ajuste e Verificação do Sistema de Medição	33
4.5.1- Função Coerência	33
4.5.2- Escolha da Faixa de Frequência	33
4.5.3- Seleção do Espaçamento dos Microfones	34
4.5.4- Medição do Ruído de Fundo	35
4.5.5- Validação do Programa Para o Cálculo da Perda de Transmissão	36

5- NOÇÕES DE ELEMENTOS FINITOS E ESTRUTURA DE FUNCIONAMENTO DOS PROGRAMAS ANSYS E SYSNOISE	
5.1- Introdução	38
5.2- Aplicação do Método dos Elementos Finitos na Acústica	39
5.3- Arquitetura Básica de um Programa de Elementos Finitos	40
5.4- Generalidades dos Programas ANSYS e SYSNOISE	42
5.4.1- ANSYS	42
5.4.2- SYSNOISE	43
5.5- Equações Básicas	45
5.5.1- Superfície Rígida	46
5.5.2- Superfície com Material Absorvente	50
6- PROCEDIMENTOS E RESULTADOS: NUMÉRICO E EXPERIMENTAL	
6.1- Análise Numérica	53
6.1.1- Procedimentos	54
6.1.2- Resultados Numéricos	57
6.2- Análise Experimental	59
6.2.1- Resultados Experimentais	59
7 -ANÁLISE DOS RESULTADOS	
7.1 - Efeito da Placa Perfurada	62
7.2 - Resultados Experimentais X Resultados Numéricos	63
7.3 - Performance Acústica dos Silenciadores	66
8- CONCLUSÕES	68

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
Apêndice A - Medição da Resistividade ao Fluxo	79
Apêndice B - Programa para o Cálculo Experimental da Perda de Transmissão	81
Apêndice C - Programa para o Cálculo Experimental do Coeficiente de Absorção	83
Apêndice D - Programa para o Cálculo Experimental da Impedância Acústica	84
Apêndice E - Programação do SYSNOISE para Aplicação das Condições de Contorno do Modelo 1	86
Apêndice F - Programação ANSYS para a Construção da Malha do Modelo 1	88
Apêndice G - Programação do SYSNOISE para Aplicação das Condições de Contorno do Modelo 2	94
Apêndice H - Programação ANSYS para a Construção da Malha do Modelo 2	96
Apêndice I - Programação do SYSNOISE para Aplicação das Condições de Contorno do Modelo 3	98
Apêndice J - Programação ANSYS para a Construção da Malha do Modelo 3	101
Apêndice K - Revisão Bibliográfica Sobre Alguns Modelos Empíricos e Semi-Empíricos	102

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Exemplos de silenciadores dissipativos	7
FIGURA 2.2 - Configuração para proteção	8
FIGURA 2.3 - Exemplo de um duto revestido	9
FIGURA 2.4 - Duto com terminação anecóica	13
FIGURA 3.1 - Conjunto duto-silenciador	17
FIGURA 3.2 - Configurações dos silenciadores	18
FIGURA 3.3 - Configuração geométrica do conjunto de dutos	19
FIGURA 3.4 - Coeficiente de absorção da amostra 1	21
FIGURA 3.5 - Coeficiente de absorção da amostra 2	22
FIGURA 3.6 - Coeficiente de absorção da amostra 2	22
FIGURA 3.7 - Impedância acústica da amostra 1	23
FIGURA 3.8 - Impedância acústica da amostra 2	23
FIGURA 3.9 - Impedância acústica da amostra 3	24
FIGURA 4.1 - Sentidos de propagação das ondas	26
FIGURA 4.2 - Potências sonoras incidente e transmitida	29
FIGURA 4.3 - Sistema de medição	32
FIGURA 4.4 - Perda de transmissão sem material absorvente	36
FIGURA 5.1 - Estrutura de um programa FEM	41
FIGURA 5.2 - Fases de funcionamento do SYSNOISE	45
FIGURA 5.3 - Superfície rígida	46
FIGURA 5.4 - Volume com paredes revestidas	50
FIGURA 6.1 - Elemento fluido 30	54
FIGURA 6.2 - Malha de um sistema duto-silenciador	55
FIGURA 6.3 - Condições de contorno	56
FIGURA 6.4 - Perda de transmissão do silenciador 1	58
FIGURA 6.5 - Perda de transmissão do silenciador 2	58
FIGURA 6.6 - Perda de transmissão do silenciador 3	59

FIGURA 6.7 - Perda de transmissão do silenciador 1	60
FIGURA 6.8 - Perda de transmissão do silenciador 2	60
FIGURA 6.9 - Perda de transmissão do silenciador 3	61
FIGURA 7.1 - Efeito da placa perfurada na atenuação	63
FIGURA 7.2 - Comparação entre os resultados exp. e numérico do sil. 1	64
FIGURA 7.3 - Comparação entre os resultados exp. e numérico do sil. 2	65
FIGURA 7.4 - Comparação entre os resultados exp. e numérico do sil. 3	66
FIGURA 7.5 - Desempenho acústico dos modelos - experimental	67
FIGURA 7.6 - Desempenho acústico dos modelos - numérico	67
FIGURA a.1 - Esquema do sistema de medição da resistividade ao fluxo	80

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 - Características dos silenciadores utilizados	19
TABELA 3.2 - Configuração dos dutos	20
TABELA 3.3 - Propriedades físicas	20
TABELA 6.1 - Número de elementos dos modelos	55
TABELA a.1 - Valores da resistividade ao fluxo	79
TABELA k.1 - Modelo de Reynolds	112

SIMBOLOGIA

VARIÁVEIS

A	área do espaço livre	[m ²]
AT	atenuação	[dB/m]
c	velocidade do som	[m/s]
d	espessura da amostra	[m]
E _a	energia acústica absorvida	[Watts]
E _i	energia acústica incidente	[Watts]
E ₀	energia inicial	[Watts]
E	energia final	[Watts]
f	frequência	[Hz]
f _c	frequência de corte	[Hz]
f _{máx}	frequência máxima	[Hz]
f _{min}	frequência de mínima	[Hz]
h	altura do silenciador	[m]
H ₁₂	função transferência medida nas posições (1,2)	
H ₃₄	função transferência medida nas posições (3,4)	
IL	perda de inserção	[dB]
k	número de onda	[1/m]
K _p	constante de Parkison	
L	comprimento do silenciador	[m]
L ₁	comprimento do silenciador 1	[m]
L ₂	comprimento do silenciador 2	[m]
L ₃	comprimento do silenciador 3	[m]
n	número de reflexões por segundo	
NR	redução de ruído	[dB]
NPS _c	nível de pressão sonora medido com o silenciador	[N/m ²]
NPS _s	nível de pressão sonora medido sem o silenciador	[N/m ²]

NPS_u	nível de pressão sonora medido próximo à fonte	$[N/m^2]$
NPS_d	nível de pressão sonora medida do lado do receptor	$[N/m^2]$
NWS_i	nível de potência sonora incidente	$[dB]$
NWS_t	nível de potência sonora transmitida	$[dB]$
P_p	perímetro interno do duto	$[m]$
P	pressão acústica (complexa)	$[N/m^2]$
P_0	amplitude da pressão acústica da onda	$[N/m^2]$
P_c	pressão sonora medida com o silenciador	$[N/m^2]$
P_s	pressão sonora medida sem o silenciador	$[N/m^2]$
P_{li}	pressão sonora incidente	$[m^2]$
P_{lr}	pressão sonora refletida	$[N/m^2]$
P_{2t}	pressão sonora transmitida	$[N/m^2]$
R_c	coeficiente de reflexão	
R	resistência acústica	
R_f	resistividade ao fluxo	$[Rayls/m]$
R_s	resistividade específica ao fluxo	$[Rayls]$
s	distância entre as posições dos microfones	$[m]$
S_{aa}	auto espectro antes do Silenciador	
S_{dd}	auto espectro depois do Silenciador	
S_2	área da seção transversal do duto antes do silenciador	$[m^2]$
S_1	área da seção transversal do duto após o silenciador	$[m^2]$
t	tempo	$[s]$
TL	perda de transmissão	$[dB]$
v	velocidade da partícula (complexa)	$[m/s]$
v_1	velocidade da partícula antes do silenciador	$[m/s]$
v_2	velocidade da partícula após o silenciador	$[m/s]$
V	volume	$[m^3]$
V_v	volume de vazios da amostra	$[m^3]$
V_t	volume total da amostra	$[m^3]$
w	largura total do silenciador	$[m]$
w_i	largura da área livre	$[m]$

W_i	potência sonora incidente	[Watts]
W_t	potência sonora transmitida	[Watts]
W_1	potência sonora antes do silenciador	[Watts]
W_2	potência sonora após o silenciador	[Watts]
x	coordenada genérica	[m]
X	reatância acústica	
X_f	fator de estrutura.	
y	coordenada genérica	[m]
z	coordenada genérica	[m]
Z	impedância acústica (complexa)	

LETRAS GREGAS

ΔP	diferença de pressão	[N/m ²]
Ω	porosidade	
α	coeficiente de absorção	
ρ	densidade do ar	[Kg/m ²]
δP	pressão virtual	[P /m ²]
∇	operador Laplaciano	
$\nabla \cdot$	operador divergente	

MATRIZES E VETORES

$\{\eta\}$	vetor normal à superfície
$\{N\}$	funções de forma de cada elemento
$\{P_e\}$	vetor de pressão nodal
$[M_e^p]$	matriz massa do fluido
$[K_e^p]$	matriz rigidez do fluido.

RESUMO

O objetivo do presente trabalho é realizar um estudo da utilização da técnica experimental de um microfone e um analisador FFT de dois canais e do método dos elementos finitos para predição da perda de transmissão (transmission loss), de silenciadores dissipativos utilizados em sistemas de ventilação e condicionamento de ar.

Através do sistema de medição utilizando a técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais, foi obtida a perda de transmissão dos vários protótipos, possibilitando, assim, o desenvolvimento, a validação e a análise dos resultados.

A perda de transmissão através de processo numérico foi obtida pelo método dos elementos finitos, onde utilizou-se como ferramenta de trabalho os programas computacionais ANSYS e SYSNOISE. O processo de geração da malha dos elementos foi realizado através do ANSYS, enquanto que o processo de cálculo e análise dos resultados foi realizado através do SYSNOISE.

Comparações entre os resultados experimentais e numéricos obtidos pelas duas técnicas, são apresentados e discutidos.

ABSTRACT

This work presents an analysis of the experimental values and numerical predictions of transmission losses in dissipative silencers commonly used in ventilation and air-conditioning systems.

With a measurement system using one microphone and a FFT analyser with two channels, the transmission losses of some prototypes were obtained.

The numerical solution, using the finite element method, was developed using ANSYS and SYSNOISE computational programs. The mesh was created by ANSYS and the transmission loss calculated by SYSNOISE.

A comparative analysis between the numerical and experimental results is presented.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - GENERALIDADES:

Um sistema de condicionamento de ar e ventilação deve funcionar de tal forma que proporcione aos ocupantes um ambiente seguro e confortável. Podemos considerar o projeto desse tipo de sistema satisfatório se a manutenção das condições de conforto ambiental for desenvolvida de modo econômico.

A necessidade de proporcionar ao homem o bem estar é justificada sob os mais variados aspectos. Quer seja simplesmente pela satisfação pessoal, pela melhoria da qualidade de vida ou ainda, pelo aumento da produtividade.

Uma série de medidas e observações comprovou que o ruído produz uma certa alteração nas atividades normais de uma pessoa, podendo provocar distúrbios e doenças diversas. A dosagem máxima de ruído que é possível uma pessoa suportar sem prejudicar a sua saúde é motivo de muitos estudos.

Assim, o entendimento das fontes geradoras de ruído e a dinâmica de cada equipamento, juntamente com as técnicas de controle, são importantes principalmente em sistemas de condicionamento de ar e ventilação, uma vez que esses sistemas constituem uma das principais fontes de ruído nos ambientes. O ruído proveniente destes tipos de equipamentos resulta principalmente da operação de compressores e ventiladores, além do escoamento do ar por dutos, fundamentalmente em regiões onde ocorrem grandes perdas de carga localizada. Os sistemas de condicionamento de ar e ventilação não são somente geradores de ruído, mas também transmitem ruídos gerados no interior de ambientes através de dutos e tubos.

Os níveis de ruído, nos recintos, decorrentes das instalações de condicionamento de ar e ventilação devem ser limitados de acordo com a finalidade

de ocupação do recinto. Desta forma, se o nível de ruído for muito elevado, seu valor pode ser reduzido pela instalação de silenciadores de ruído.

A utilização de silenciadores em sistemas de condicionamento de ar e ventilação é uma prática muito comum, pois o transporte de fluído num duto é frequentemente acompanhado da transmissão de ruído gerado por ventiladores, bombas e outros equipamentos.

Os níveis de ruído muitas vezes atingem valores elevados, onde os efeitos podem atingir o ambiente ocupado por pessoas em virtude da propagação de ruído através de aberturas para insuflamento ou retorno de ar, ou através das estruturas dos próprios dutos, e/ou ainda podem induzir vibrações ao sistema físico de suporte e condução do fluído, e conseqüentemente provocar desgaste e fadiga dos materiais. [21].

Quando se opta pela utilização de um silenciador de ruído em sistemas dessa natureza, este deve ser cuidadosamente especificado a fim de se evitar a introdução de mais problemas. Por exemplo, a presença de um silenciador em um sistema de distribuição de ar, quando mal dimensionado, pode representar mais uma fonte de perda de pressão e de geração de ruído. Podendo causar assim um aumento imprevisto nos custos da instalação.

Em instalações de condicionamento de ar e ventilação normalmente se utiliza os silenciadores dissipativos, que são instalados na saída e/ou entrada de ventiladores, exaustores, em dutos, etc.

1.2- JUSTIFICATIVA DESSE TRABALHO:

Os silenciadores dissipativos constituem-se de um duto retangular ou circular revestido internamente com materiais de absorção acústica, além de, em alguns casos, haver também a presença de células divisórias paralelas do mesmo material.

A Propagação do som no interior desse tipo de elemento atenuador representa um fenômeno muito complexo, ou seja, o comportamento do campo sonoro em um canal com paredes revestidas com material absorvente é um fenômeno que envolve

uma série de processos. Por esta razão, até o momento não se tem um trabalho que obtenha em forma de matemática fechada, a performance acústica desses elementos que leve em consideração todos os processos envolvidos, especialmente os mecanismos de absorção microscópica que ocorrem dentro dos materiais de absorção.

Vários métodos surgiram em torno desse problema, porém pouco se evoluiu, em função dos complexos modelos matemáticos em que se deparavam, havendo a necessidade de computadores de grande porte e programas sofisticados para a solução dos processos iterativos.

Muitos desses trabalhos que estudam o comportamento do campo sonoro no interior de um silenciador, assumem muitas simplificações com o objetivo de simplificar o problema, e assim obter um melhor tratamento físico/matemático para o fenômeno.

A questão é que em alguns casos, essas simplificações são feitas de tal forma que parâmetros potencialmente importantes são desconsiderados e as soluções obtidas ficam com seu campo de validade comprometido.

Diante destes fatos, durante muito tempo a performance acústica dos silenciadores dissipativos era obtida por métodos empíricos e semi-empíricos, e, como já foi descrito, cada método propondo diferentes simplificações e condições de contorno, na tentativa de obter melhores resultados. Torna-se importante salientar, que esses métodos são restritos a silenciadores com forma geométrica regular, fato que muitas vezes não ocorre na realidade.

Com a evolução dos computadores e da tecnologia digital, tornou-se possível considerar parâmetros complexos envolvidos no campo sonoro no interior dos silenciadores dissipativos, tais como: A forma geométrica do silenciador, absorção acústica, reflexões, fontes sonoras, efeitos da terminação...etc. Assim, através dos processos numéricos e métodos experimentais, atualmente pode-se avaliar os efeitos da variação desses parâmetros.

As grandes vantagens das simulações numéricas e dos ensaios experimentais, é que em muitas situações, pode-se avaliar de forma equivalente o modelo testado com a situação física real. Assim, o modelo não se torna uma abstração matemática difícil de ser visualizada e resolvida.

Desta forma, os processos numéricos e os ensaios experimentais tornaram-se uma peça fundamental na concepção desses elementos no sentido de perspectivar e definir o seu desempenho acústico.

No Brasil até o presente momento, não se tem informações de trabalhos dessa natureza. Isso faz com que as técnicas para dimensionamento e seleção adequada de silenciadores dissipativos não sejam bem compreendidas, sendo copiadas do exterior, onde normalmente se utiliza material nacional. Contrariamente ao que ocorre quando se trata de outros componentes dos sistemas de condicionamento de ar e ventilação. Em função disso, muitos problemas de vibrações e ruídos acabam surgindo nesses sistemas.

Assim, é de fundamental importância o incentivo à trabalhos dessa natureza, para que os pesquisadores possam colocar a disposição dos profissionais envolvidos em projetos de sistemas de condicionamento de ar e ventilação, elementos de atenuação de ruído mais eficientes e, desta forma, reduzir dentro dos limites economicamente aceitáveis, o número de pessoas insatisfeitas com o ambiente interno.

1.3 - OBJETIVOS:

1.3.1 - OBJETIVO GERAL:

O objeto de estudo desse trabalho são os silenciadores dissipativos, e seu objetivo é fazer um estudo da utilização do processo de simulação numérica através do método dos elementos finitos e da técnica experimental de um microfone e um analisador FFT de dois canais, para a obtenção da perda de transmissão desses elementos.

Através de um protótipo reduzido, serão descritas e analisadas as potencialidades e as limitações de cada método.

3.2 - OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Resgatar os principais trabalhos publicados na literatura sobre a propagação e atenuação de ondas acústicas em dutos.
- Conhecer os mecanismos de atenuação de ruído provocados por esse tipo de silenciador.
- Ensaiar alguns protótipos utilizando a técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais.
- Descrever, analisar e identificar as potencialidades e limitações do método dos elementos finitos para a predição da atenuação de ruído em silenciadores dissipativos, através de outros trabalhos publicados na literatura que comente sobre essa temática.
- Comparar os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos com os resultados obtidos experimentalmente.
- Descrever, analisar e identificar as potencialidades e limitações da técnica de um microfone e analisador FFT de dois canais, para ensaios da atenuação de ruído em silenciadores dissipativos.

CAPÍTULO 2

SILENCIADORES DISSIPATIVOS

Neste capítulo será apresentada uma descrição do princípio de funcionamento dos silenciadores dissipativos.

Serão discutidos alguns problemas relacionados à inserção desses elementos atenuadores em linhas de condução de fluido em movimento, tais como perda de carga e/ou o ruído regenerado. Ainda serão discutidos os meios de obtenção do desempenho acústico desses silenciadores bem como os principais parâmetros envolvidos.

2.1 - INTRODUÇÃO:

Os silenciadores dissipativos são utilizados em sistemas de ventilação e condicionamento de ar para a redução de ruído de médias e altas frequências. O ruído emitido por esses tipos de equipamentos e o ruído de espectro contínuo.

Os silenciadores dissipativos consistem de um duto circular ou retangular revestido internamente com materiais de absorção acústica, em alguns casos ocorre a presença de células divisórias do mesmo material.. A presença das células divisórias tem como objetivo colocar maior parte da energia sonora em contato com os materiais absorventes. A Figura 2.1 mostra uma configuração típica de um silenciador dissipativo.

Normalmente os materiais utilizados como células são materiais porosos ou fibrosos (lã de vidro ou lã de rocha). A utilização desses materiais só pode ser feita desde que as características ou a passagem do fluido não causem a deterioração do material ou a alteração das suas propriedades de absorção pelo tapamento dos seus poros.

Os materiais fibrosos exigem proteção, pois as fibras são frágeis e perigosas, podendo causar a contaminação do ambiente, enquanto os porosos exigem selagem por serem facilmente contamináveis. Existem muitos tipos de proteção que podem ser utilizados para a proteção dos materiais fibrosos, a Figura 2.2 mostra um exemplo de um material de absorção acústica protegido por uma folha de polietileno e uma chapa metálica perfurada.

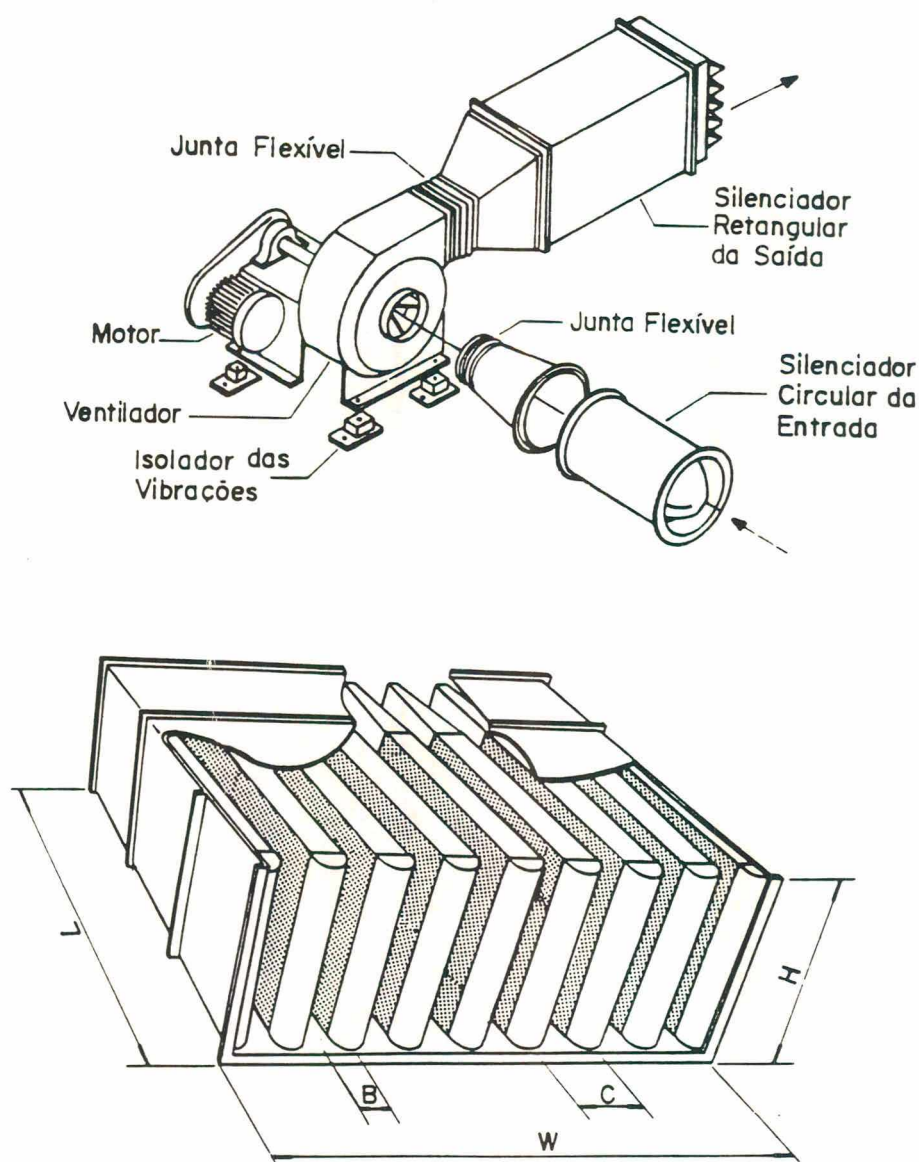


Fig. 2.1 - Exemplos de silenciadores dissipativos

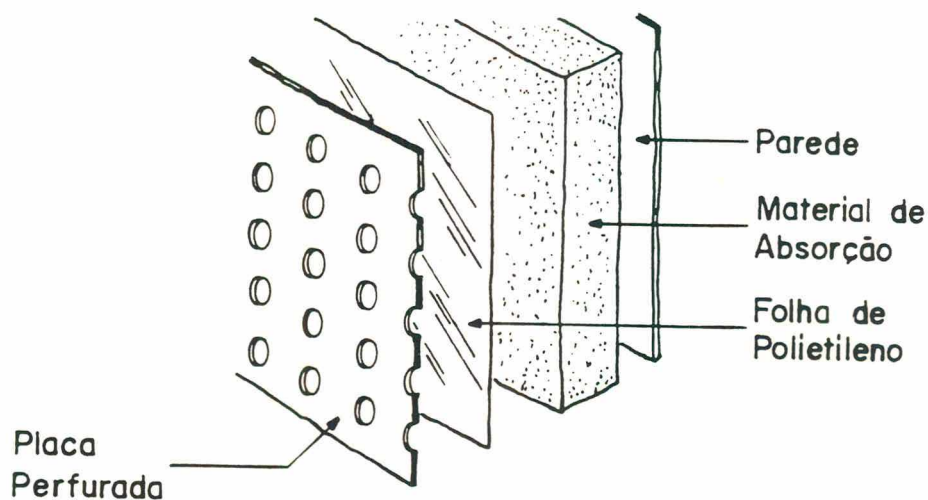


Fig. 2.2 - Configuração para proteção

Como acontece com todos os tipos de controles de ruído passivos, os silenciadores dissipativos são mais eficientes na redução de ruído de médias e altas frequências, mas, para se adequar as necessidades dos sistemas de ventilação e condicionamento de ar, necessita-se de boas performances em baixas frequências.

Um dos problemas associados à inserção destes elementos de atenuação sonora num sistema de condicionamento de ar e/ou ventilação é a perda de carga. Sendo que passagens de ar estreita produz altas atenuações sonoras em detrimento do fluxo de ar, o que resulta num crescimento de perda de pressão.

Um outro problema que pode ser causado pelos silenciadores dissipativos é o ruído regenerado causado por sua presença, devido a fenômenos aerodinâmicos de turbulência e de interação entre a energia acústica e mecânica do fluido em movimento.

2.2 - EFEITO DAS CÉLULAS NA ATENUAÇÃO SONORA:

A distinção entre silenciadores dissipativos e silenciadores reativos é um tanto quanto relativa, pois na prática não existe um silenciador puramente dissipativo.

O princípio de funcionamento dos silenciadores reativo é baseado na reflexão das ondas para a fonte, isto é, as ondas, ao passarem pelo silenciador, encontram uma mudança de impedância acústica para um valor grande ou pequeno, então, uma parcela pequena da energia volta para a fonte.

No processo de atenuação de ruído, os mecanismos de dissipação e reflexão da energia sonora surgem simultaneamente nos silenciadores dissipativos.

Um silenciador dissipativo pode ser considerado como sendo constituído por uma combinação de vários dutos revestidos por materiais absorventes acústicos, o que corresponde à colocação de diversos filtros atenuadores em série no interior de um duto. A Figura 2.3 mostra um exemplo de um duto revestido, que faz parte de um silenciador dissipativo.

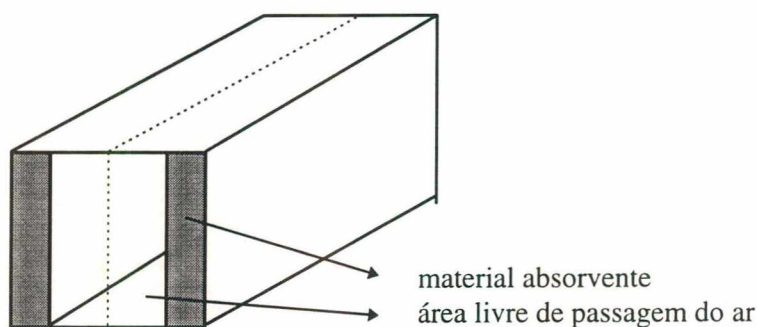


Fig. 2.3- Exemplo de um duto revestido com material absorvente

Normalmente assume-se que as ondas sonoras que incidem e se propagam ao longo do silenciador são apenas ondas planas. Em muitas situações isso não ocorre, principalmente quando se tem um duto com a sua altura ou largura maior que o comprimento de onda. Isso provoca o surgimento de componentes de ondas radiais e axiais.

Quando a área da seção transversal do material absorvente torna-se tão grande quanto a área da seção transversal do espaço livre de passagem de ar, ou quando ocorre uma mudança significativa de área na saída do silenciador, ondas refletidas são produzidas.

Na prática, o ruído na entrada do silenciador é constituído por várias ondas sonoras, ou seja, as ondas que colidem contra as células atenuadoras, as que se propagam paralelamente às células ao longo da direção axial, e as que se propagam em outras direções.

As ondas que se propagam paralelamente às células conduzem uma maior parcela de energia sonora em comparação com as ondas que colidem obliquamente contra as células. Isso vai fazer com que o efeito da atenuação sonora seja maior na região paralela às células.

As ondas sonoras atenuadas na região paralela às células, vão sofrer mais uma parcela de atenuação na saída do silenciador em função da mudança de área, isto é, as ondas, ao passarem pelo silenciador, encontram uma mudança de impedância acústica para um valor menor, e assim uma pequena parcela da energia sonora que sai do silenciador é refletida, provocando então mais um aumento na atenuação sonora.

Diante destes fatos, percebe-se que a atenuação sonora ao longo de um silenciador dissipativo depende não somente das propriedades acústicas dos materiais das células, como também:

- do comprimento do silenciador;
- da espessura das células;
- da área livre de passagem de ar (espaçamento entre as células);
- do comprimento de onda.

Com relação ao comprimento do silenciador, a atenuação sonora não é linearmente função do comprimento, ou seja, se o comprimento do silenciador for dobrado, o valor da atenuação sonora não vai dobrar. Esse efeito de não linearidade é devido principalmente à rápida atenuação dos modos acústicos transversais de ordem superior a poucos centímetros da entrada do silenciador, provocando, assim, apenas a propagação de ondas planas ao longo do silenciador. As ondas planas que se

propagam ao longo do silenciador apenas tangenciam o material absorvente, ocorrendo, dessa forma, uma pequena absorção acústica.

A espessura das células, assim como a área livre de passagem de ar, tem um efeito muito importante no processo de atenuação sonora. Em altas frequências, a atenuação sonora diminui com o aumento do espaçamento entre as células e com o aumento de sua espessura, ocorrendo o efeito inverso em baixas frequências.

2.3 - DESEMPENHO ACÚSTICO:

O desempenho acústico de um silenciador dissipativo pode ser avaliado em termos dos seguintes parâmetros:

- perda de inserção, IL (insertion loss);
- redução de ruído, NR (noise reduction);
- atenuação;
- perda de transmissão TL (transmission loss).

Esses são alguns dos termos utilizados na literatura para descrever a performance acústica destes tipos de elementos atenuadores.

2.3.1- PERDA DE INSERÇÃO:

A perda de inserção representa a diferença entre o nível de pressão sonora (NPS_c) medido com a presença do silenciador e o nível de pressão sonora (NPS_s), medido sem a presença do silenciador. IL é uma quantidade que depende da impedância da fonte. Assim por definição:

$$IL = NPS_s - NPS_c \quad (\text{dB}) \quad (2.1)$$

$$IL = 20 \log(P_c / P_s) \quad (\text{dB}) \quad (2.2)$$

onde

NPS_c = nível de pressão sonora medido com o silenciador (dB);

NPS_s = nível de pressão sonora medido sem o silenciador (dB).

P_c = pressão sonora medida com o silenciador (N/m^2);

P_s = pressão sonora medida sem o silenciador (N/m^2).

2.3.2 - REDUÇÃO DE RUÍDO:

O termo redução de ruído descreve a diferença entre o nível de pressão sonora (NPS_u), medido próximo à fonte antes do silenciador, e o nível de pressão sonora (NPS_d) medido ao lado do receptor após o silenciador. Podendo ser escrito da seguinte forma:

$$NR = NPS_u - NPS_d \quad (dB) \quad (2.3)$$

2.3.3 - ATENUAÇÃO:

O termo atenuação normalmente é mais utilizado para representar a performance acústica de um duto com paredes revestidas com material absorvente. Para um duto revestido, a atenuação descreve a diminuição da energia sonora (potência sonora - Watts), à medida que a onda se propaga no interior do duto, e normalmente é dada em dB por unidade de comprimento, ou seja:

$$AT = \text{energia} / \text{comprimento} = \text{Watts} / m \quad \text{ou} \quad (dB/m) \quad (2.4)$$

2.3.4 - PERDA DE TRANSMISSÃO:

A perda de transmissão representa a diferença entre o nível de potência sonora incidente e o nível de potência sonora transmitido através do silenciador.

$$TL = NWS_i - NWS_t \quad (\text{dB}) \quad (2.5)$$

A perda de transmissão é uma propriedade invariante do silenciador. A sua avaliação exige, no entanto, a condição de que o duto possua uma terminação anecóica (impedância igual a ρc), ou que tenha um comprimento infinito.

Considere o esquema mostrado na Figura 2.4.

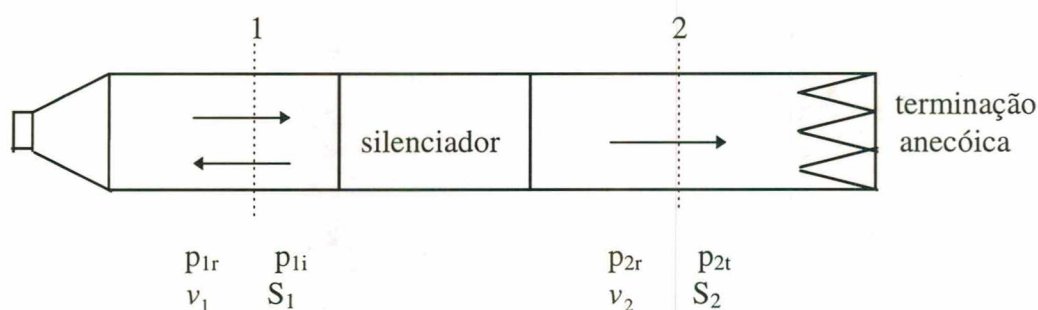


Fig. 2.4- Duto com terminação anecóica

onde

P_{1r} = pressão sonora refletida (N/m^2);

P_{1i} = pressão sonora incidente (N/m^2);

v_1 = velocidade da partícula antes do silenciador (m/s);

P_{2t} = pressão sonora transmitida (N/m^2);

v_2 = velocidade da partícula após o silenciador (m/s);

S_2 = área da seção transversal do duto antes do silenciador (m^2);

S_1 = área da seção transversal do duto após o silenciador (m^2).

Em termos das componentes progressivas da onda sonora descrita na Figura 2.4, a perda de transmissão pode ser obtida pela seguinte expressão[51]:

$$TL = 10 \log \left| \frac{S_1 P_{li}^2}{2} \frac{2}{S_2 P_{2t}^2} \right| \quad (2.6)$$

como $S_1 = S_2$, temos:

$$TL = 20 \log \left| \frac{P_{li}}{P_{2t}} \right| \quad (2.7)$$

Sendo a impedância acústica característica do meio definida por:

$$Z = \frac{P}{v} = \rho c \quad (2.8)$$

Assim, podemos escrever a componente transmitida da seguinte forma:

$$P_{2t} = v_2 \rho c \quad (2.9)$$

Como a pressão incidente P_{li} não pode ser obtida diretamente de forma separada da pressão refletida P_{lr} , assim, de forma alternativa, podemos obter P_{li} da seguinte forma[51]:

$$P_{li} = \frac{v_1 \rho c + P_1}{2} \quad (2.10)$$

onde

$$P_1 = P_{li} + P_{lr}$$

Desta forma, substituindo as equações (2.9) e (2.10), na equação (2.7), resulta:

$$TL = 20 \log \left| \frac{P_1 + v_1 \rho c}{2 \rho c v_2} \right| \quad (2.11)$$

Através da equação (2.11) pode-se obter a perda de transmissão de um silenciador num duto com terminação anecóica. Esta equação será utilizada neste trabalho para a obtenção da perda de transmissão dos silenciadores no processo de simulação numérica.

2.4 - COMPARAÇÃO ENTRE OS PARÂMETROS DE PERFORMANCE:

Dos parâmetros discutidos anteriormente, a perda de inserção é o único que melhor descreve na prática a performance acústica de um silenciador dissipativo, visto que este representa a diminuição do nível de pressão sonora entre a fonte e o receptor. Porém, para a obtenção deste parâmetro é necessário conhecer a impedância acústica da fonte.

A perda de transmissão não envolve o conhecimento da impedância acústica da fonte e a impedância acústica na saída do silenciador, pois este parâmetro representa a diferença entre a energia sonora incidente e a energia sonora transmitida num meio não reflexivo. A perda de transmissão é um bom parâmetro para se avaliar apenas o comportamento de transmissão acústica de um elemento atenuador, independente da impedância da fonte.

O parâmetro redução de ruído descreve a diferença entre o nível de pressão sonora, medido próximo a fonte antes do silenciador e o nível de pressão sonora medido ao lado do receptor após o silenciador. Como a perda de transmissão, este parâmetro não requer o conhecimento da impedância da fonte. E como a perda por inserção, não requer uma terminação anecóica (não reflexiva). Isto facilita o processo de medição e/ou cálculo desse parâmetro.

Por outro lado, a atenuação normalmente é mais utilizada para representar a performance acústica de um duto com paredes revestidas com material absorvente,

não necessitando do conhecimento da impedância da fonte e também não requerendo uma terminação anecóica, o que também facilita a sua obtenção.

Segundo Crocker[25], quando a fonte e a terminação não são refletivas, tendo uma impedância igual a p_c/S , então:

$$IL = TL < NR,$$

$$NR - TL = 3 \text{ dB}.$$

CAPÍTULO 3

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS E ACÚSTICAS DOS MATERIAIS

O objetivo deste capítulo consiste em descrever as características físicas e acústicas de um sistema de distribuição de ar constituído por dois dutos e um silenciador, utilizado para a realização da análise experimental e da simulação numérica deste trabalho.

3.1 - CONJUNTO DUTO-SILENCIADOR:

Para a realização da análise experimental e numérica deste trabalho, foram utilizados protótipos reduzidos de sistemas de distribuição de ar constituídos por dutos e silenciador, sendo denominados conjuntos duto-silenciador. No conjunto duto-silenciador um duto é conectado na entrada do silenciador e o outro na saída, como é mostrado na Figura 3.1.

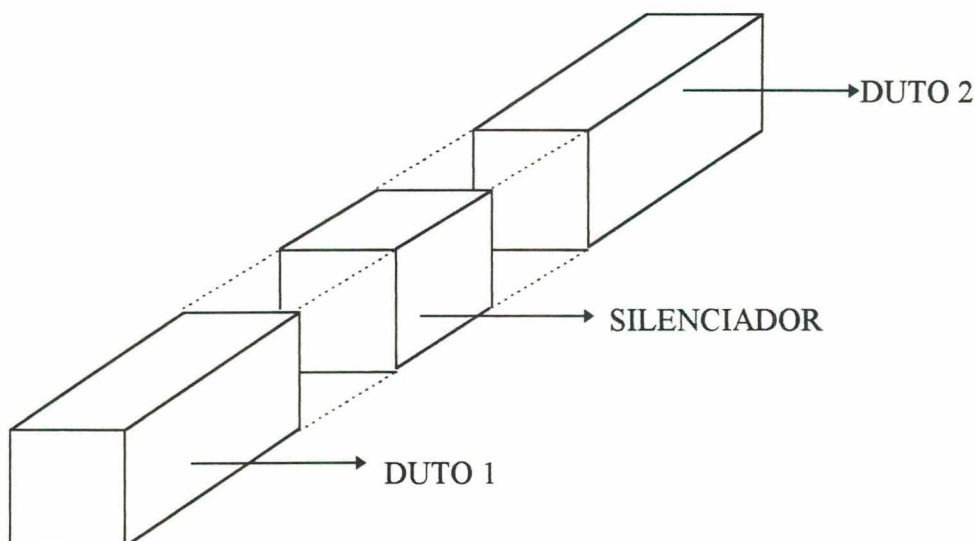


Fig. 3.1 - Conjunto duto-silenciador

Nos protótipos, tanto os dutos como os silenciadores possuem seção transversal retangular e são feitos em madeira, sendo que no interior dos silenciadores são colocados os materiais absorventes.

3.2 - CONFIGURAÇÕES DOS SILENCIADORES:

Foram utilizadas duas configurações básicas de silenciadores, mostradas na Figura 3.2. Sendo que difere um silenciador de outro, é o número de células, a espessura das células e o tipo de material acústico utilizado nas células.

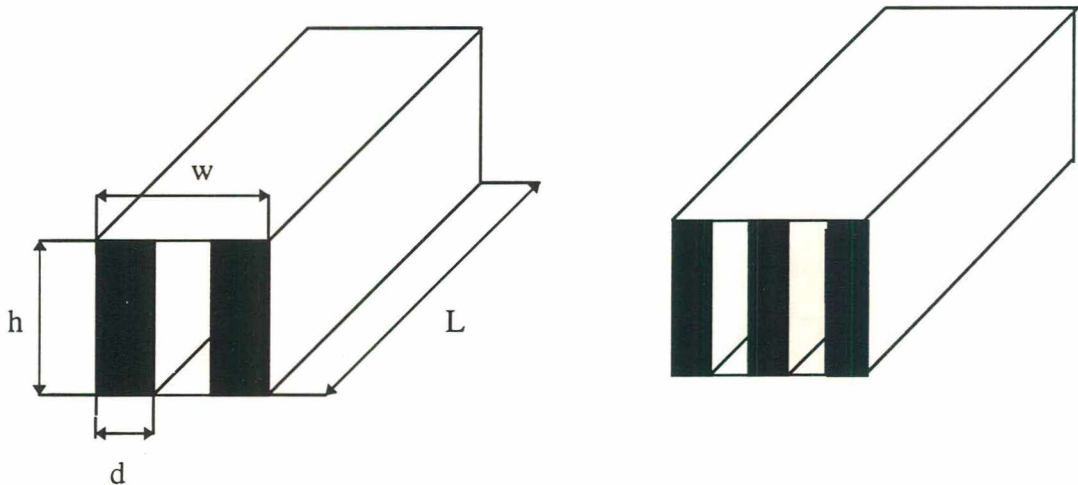


Fig. 3.2 - Configurações dos silenciadores

No total foram utilizados três tipos diferentes de silenciadores, como são mostrados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1- Características dos silenciadores utilizados

SILENCIADOR	No. DE CÉLULAS	ÁREA DA FACE (m2)	COMPRIM. L (m)	AMOSTRA	d (m)
SILENCIADOR-1	3	0,0072	0,17	1	0.017
SILENCIADOR-2	2	0,0072	0,17	2	0.025
SILENCIADOR-3	2	0,0072	0,17	3	0.025

3.3 - CONFIGURAÇÕES DOS DUTOS:

Como todos os silenciadores possuem a mesma área de face , conseqüentemente foi necessário apenas a construção de um conjunto de dutos com as mesmas áreas de face dos silenciadores. A Figura 3.3 mostra a configuração geométrica do conjunto de dutos utilizados para a realização deste trabalho.

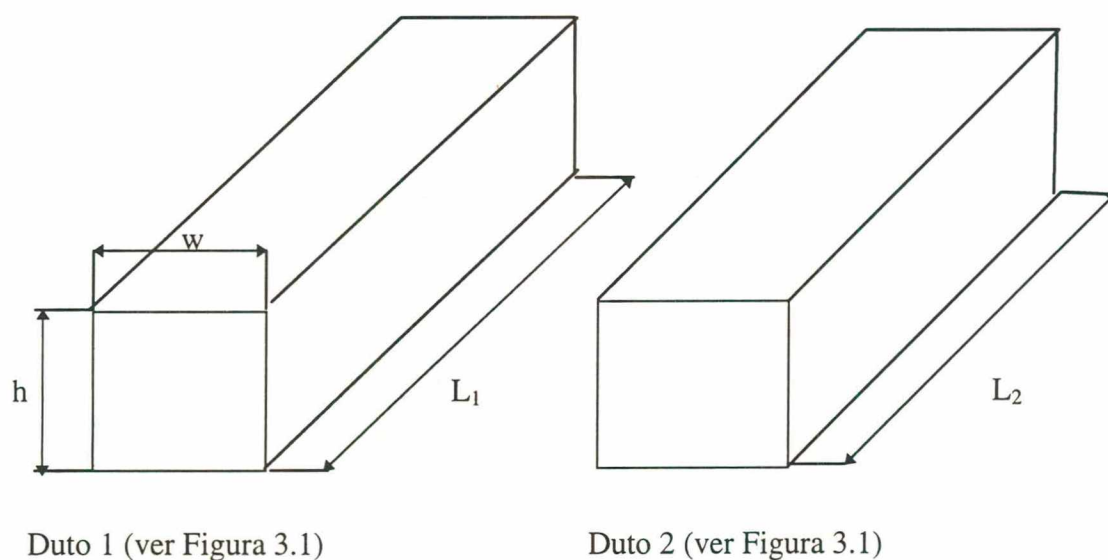


Fig. 3.3- Configurações geométricas do conjunto de dutos

A Tabela 3.2 mostra as dimensões do conjunto de dutos.

Tabela 3.2- Configurações dos dutos

CONJUNTO	ÁREA DA FACE (w x h) (m ²)	COMPRIM. L ₁ (m)	COMPRIM. L ₂ (m)
1	0,0072	0,44	0,44

**3.4 - PROPRIEDADES FÍSICAS E ACÚSTICAS DOS MATERIAIS
UTILIZADOS:**

Para a confecção das células foram utilizadas amostras de espuma flexível de poliuretano poliéster (material poroso), e mantas de lã de vidro (material fibroso); estes materiais foram desenvolvidos especialmente para aplicações acústicas.

3.4.1 - PROPRIEDADES FÍSICAS:

Os valores das densidades das amostras foram obtidos através de informações de fabricantes[19], enquanto que os valores da resistividade ao fluxo foram obtidos experimentalmente (todos os procedimentos estão no Anexo A).

Tabela 3.3- Propriedades físicas dos materiais utilizados como células

AMOSTRA	1	2	3
MATERIAL	ESPUMA	ESPUMA	LÃ DE VIDRO
ESPESSURA (m)	0.017	0.025	0.025
DENSIDADE (Kg/m ³)	35	35	60
RESISTIVIDADE AO FLUXO (Rayl/m)	81000	10500	23000

3.4.2 - PROPRIEDADES ACÚSTICAS:

Através da técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais foram medidos os coeficientes de absorção e a impedância acústica[15,20,26,31,39].

Para a obtenção das duas propriedades acústicas foi utilizada uma distância entre as posições do microfone de 3.5 cm

3.4.2.1 - COEFICIENTE DE ABSORÇÃO:

As Figuras 3.4, 3.5 e 3.6 mostram os valores do coeficiente de absorção obtidos experimentalmente para as diferentes amostras:

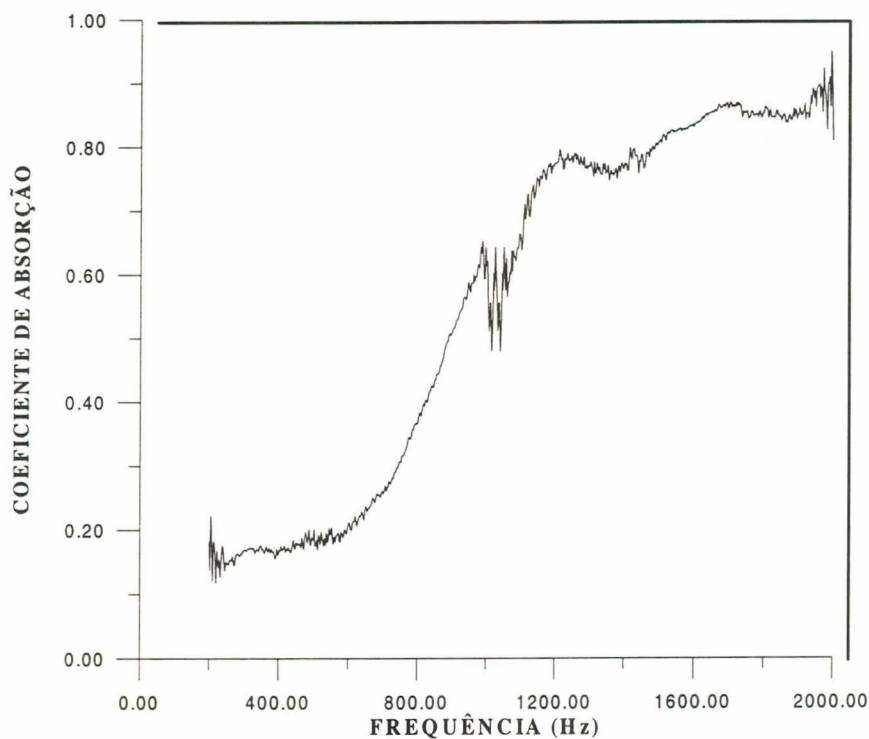


Fig.3.4 - Coeficiente de absorção da amostra 1

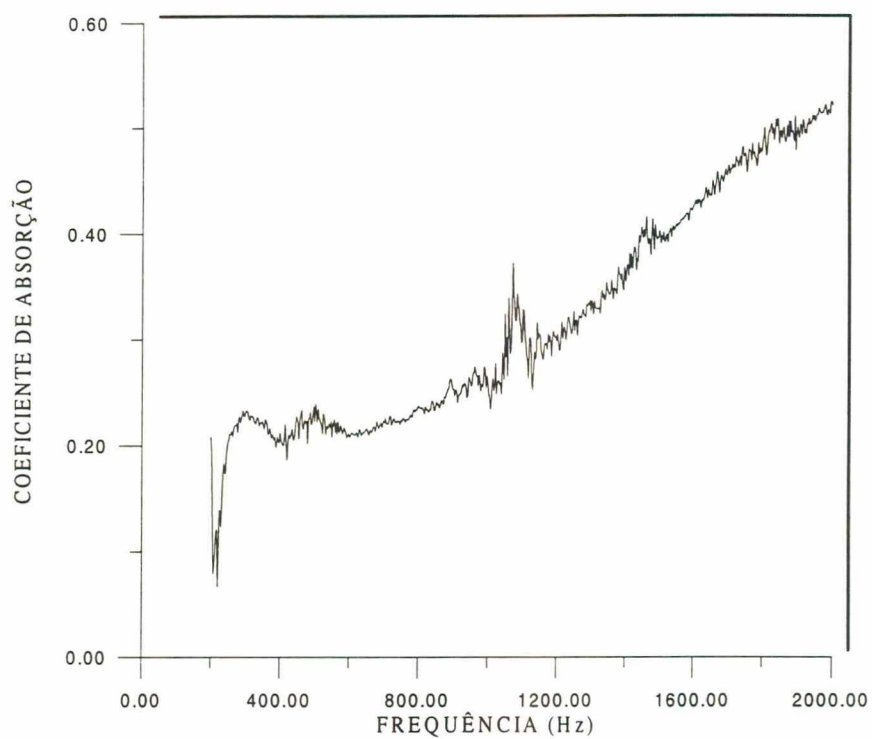


Fig.3.5 - Coeficiente de absorção da amostra 2

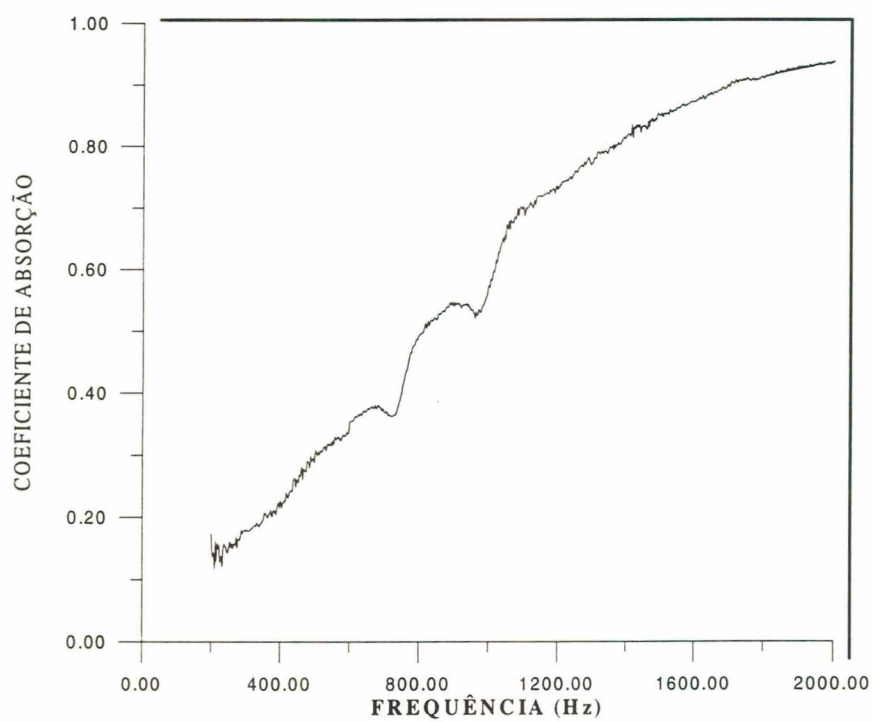


Fig. 3.6- Coeficiente de absorção da amostra 3

3.2.2 - IMPEDÂNCIA ACÚSTICA:

As Figuras 3.7, 3.8 e 3.9 mostram os valores da impedância acústica obtidos experimentalmente para as diferentes amostras:

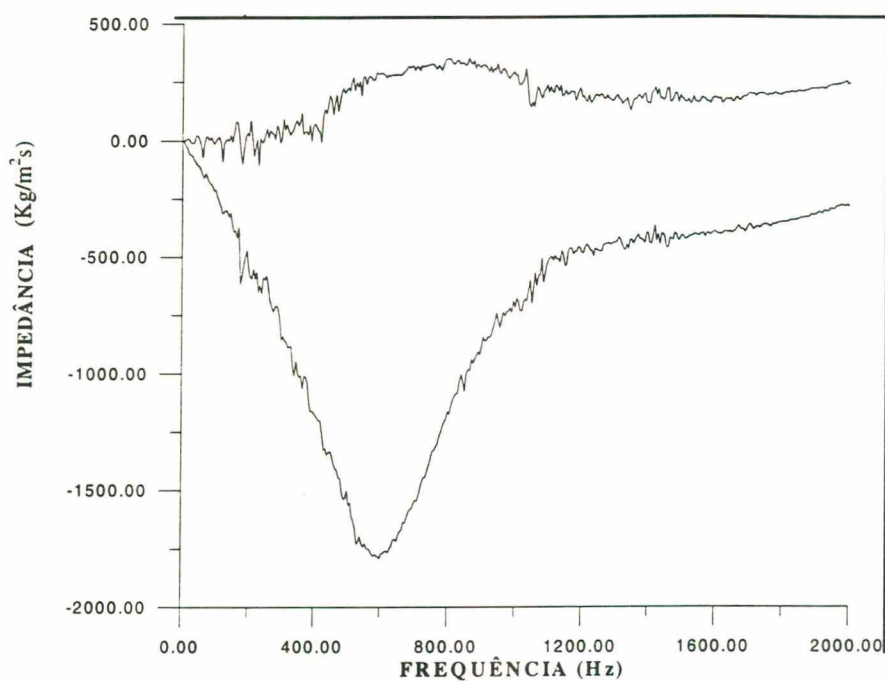


Fig.3.7 - Impedância acústica da amostra 1

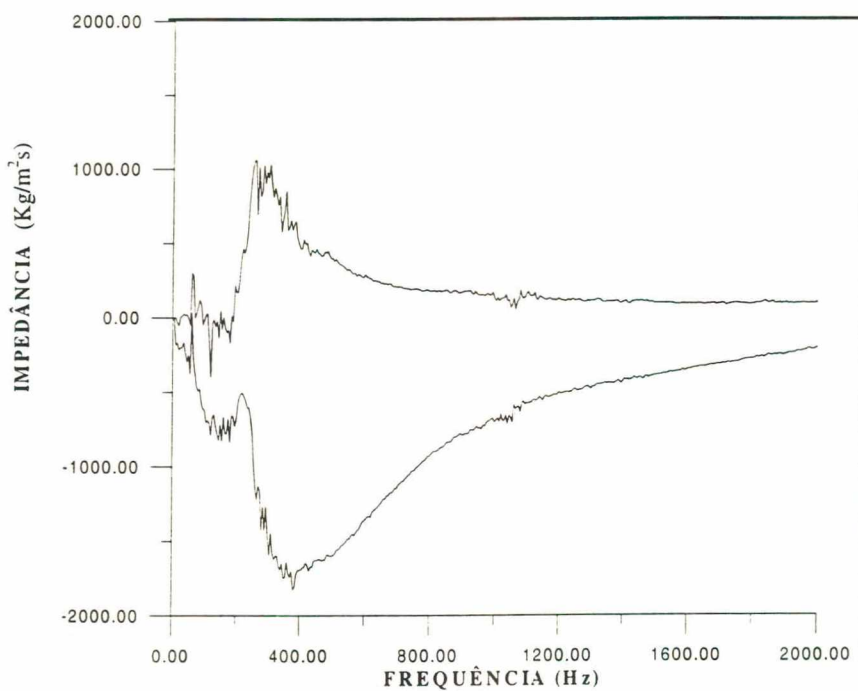


Fig.3.8 - Impedância acústica da amostra 2

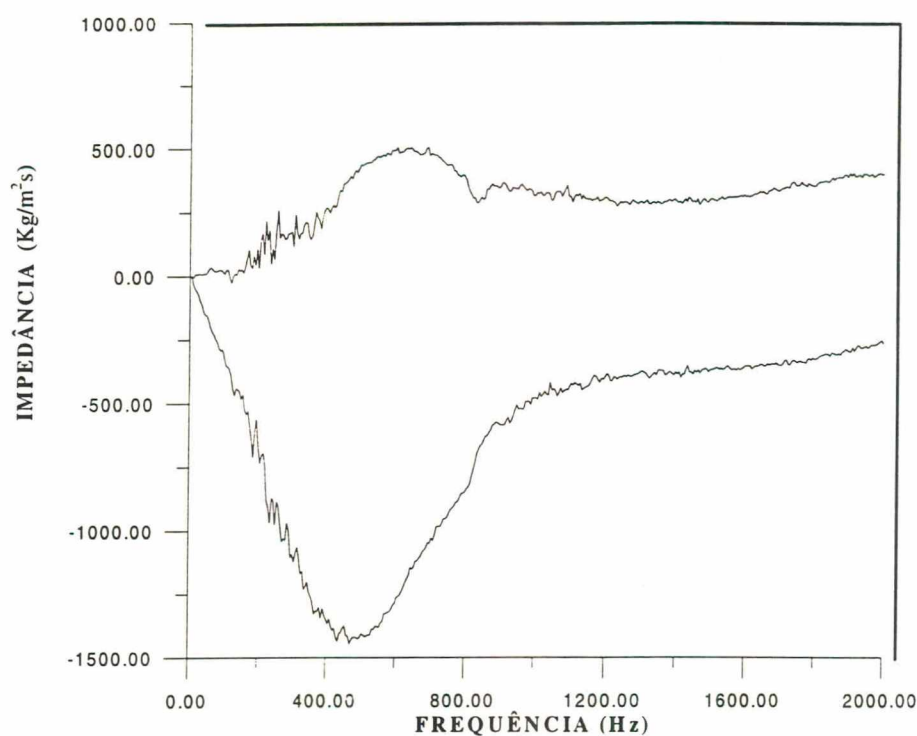


Fig. 3.9 - Impedância acústica da amostra 3

Os resultados do coeficiente de absorção e da impedância acústica serão utilizados ao longo desse trabalho. Essas propriedades acústicas foram obtidas através da técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais.

Através deste experimento obteve-se uma boa concordância entre os valores medidos e os valores fornecidos nos catálogos dos fabricantes dos materiais acústicos utilizados.

CAPÍTULO 4

TÉCNICA DE ENSAIO EXPERIMENTAL

DA PERDA DE TRANSMISSÃO

Este capítulo tem como objetivo apresentar os fundamentos básicos para a obtenção da perda de transmissão dos silenciadores dissipativos pela técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais. Serão discutidos a técnica de medição, os fundamentos matemáticos relativos à técnica de medição, os principais detalhes construtivos do sistema de medição, além dos ajustes, da verificação e a qualificação do sistema de medição.

4.1 - INTRODUÇÃO:

Com o avanço da tecnologia de processamento e análise de sinais digitais, muitas pesquisas foram desenvolvidas na área de acústica.

Através dessas pesquisas, tornou-se possível a medição da perda de transmissão de silenciadores dissipativos utilizados em sistema de ventilação e condicionamento de ar.

Desta forma, atualmente, no campo da acústica aplicada, uma das técnicas mais interessantes para a obtenção da perda de transmissão em silenciadores dissipativos é a técnica de medição com um microfone e um analisador FFT de dois canais. Sendo que esta técnica consiste na medição do nível de pressão sonora antes e após o silenciador inserido num duto, e através de meios matemáticos é calculada a perda de transmissão.

4.2 - TÉCNICA DE MEDIÇÃO:

A técnica consiste basicamente em excitar o duto com um ruído “branco” de banda larga e medir com um microfone a pressão sonora no seu interior, em quatro posições. A pressão sonora é medida em dois pontos antes do silenciador e dois pontos após. Os microfones são posicionados na parede do duto, e os sinais captados são processados por um analisador digital de frequência, com dois canais, através do qual se determina a curva da perda de transmissão acústica.

O primeiro método, baseado na técnica de microfones, utiliza dois microfones para a determinação da curva da absorção sonora. Nesta técnica, os dois microfones utilizados são posicionados um em cada posição de medição, e os sinais dos dois microfones são simultaneamente processados pelo analisador digital [64].

Chu [26], assumindo que o processo pode ser considerado estacionário, concluiu que os sinais dos microfones não precisam ser simultaneamente processados.

Assim, na determinação da perda de transmissão, um único microfone é utilizado para a medição da função transferência nos quatros pontos de medição.

Através da medição da função transferência, o coeficiente de reflexão é calculado, e juntamente com o autoespectro da pressão sonora obtida nos diferentes pontos de medição, a perda da transmissão é calculada.

A Figura 4.1 apresenta um desenho esquemático de um duto com Silenciador que mostra o sentido de propagação das ondas sonoras no interior do duto.

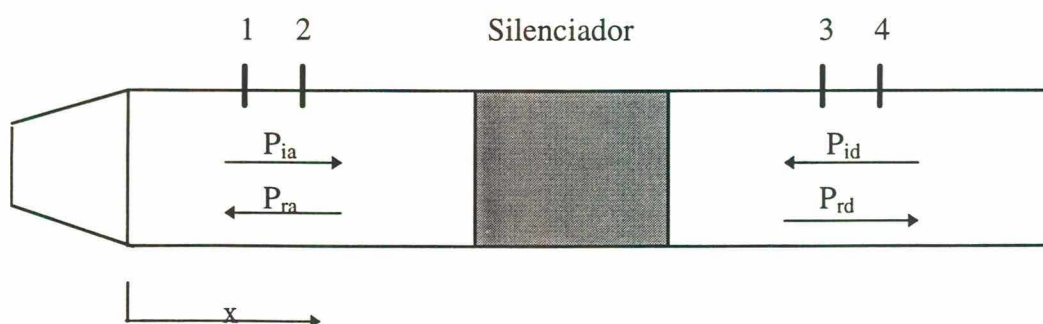


Fig. 4.1 - Sentido de propagação das ondas

onde

P_{ia} = pressão acústica incidente antes do silenciador (N/m^2);

P_{id} = pressão acústica incidente após o silenciador (N/m^2);

P_{ra} = pressão acústica refletida antes do silenciador (N/m^2);

P_{rd} = pressão acústica refletida após o silenciador (N/m^2).

Nestas condições, no interior do duto antes e após o silenciador, tem-se:

$$\underline{P}_{ia} = \underline{A}_a e^{i(\omega t + Kx)} \quad (4.1)$$

$$\underline{P}_{id} = \underline{A}_d e^{i(\omega t + Kx)} \quad (4.2)$$

$$\underline{P}_{ra} = \underline{B}_a e^{i(\omega t - Kx)} \quad (4.3)$$

$$\underline{P}_{rd} = \underline{B}_d e^{i(\omega t - Kx)} \quad (4.4)$$

onde:

\underline{P}_{ia} = pressão acústica complexa incidente antes do silenciador.

\underline{P}_{ra} = pressão acústica complexa refletida antes do silenciador.

\underline{P}_{id} = pressão acústica complexa incidente após o silenciador.

\underline{P}_{rd} = pressão acústica complexa refletida após o silenciador.

\underline{A}_a = amplitude de \underline{P}_{ia} ,

\underline{A}_d = amplitude de \underline{P}_{id} ,

\underline{B}_a = amplitude complexa de \underline{P}_{ra} .

\underline{B}_d = amplitude complexa de \underline{P}_{rd} .

As pressões totais antes e depois do silenciador são respectivamente dadas por:

$$\underline{P}_a = \underline{P}_{ia} + \underline{P}_{ra} = \underline{A}_a e^{i(\omega t + Kx)} + \underline{B}_a e^{i(\omega t - Kx)} \quad (4.5)$$

$$\underline{P}_d = \underline{P}_{id} + \underline{P}_{rd} = \underline{A}_d e^{i(\omega t + Kx)} + \underline{B}_d e^{i(\omega t - Kx)} \quad (4.6)$$

Agora, considerando a pressão total no interior do duto, nas posições 1, 2, 3, e 4, tem-se:

$$\underline{P}_1 = e^{i\omega t} [\underline{A}_a e^{iKx_1} + \underline{B}_a e^{-iKx_1}] \quad (4.8)$$

$$\underline{P}_2 = e^{i\omega t} [\underline{A}_a e^{iKx_2} + \underline{B}_a e^{-iKx_2}] \quad (4.9)$$

$$\underline{P}_3 = e^{i\omega t} [\underline{A}_d e^{iKx_3} + \underline{B}_d e^{-iKx_3}] \quad (4.10)$$

$$\underline{P}_4 = e^{i\omega t} [\underline{A}_d e^{iKx_4} + \underline{B}_d e^{-iKx_4}] \quad (4.11)$$

As funções de respostas em frequências ou funções transferências entre os sinais obtidos nas posições 1, 2, 3, e 4 são dadas por:

$$H_{12} = \frac{\underline{P}_2}{\underline{P}_1} = \frac{[\underline{A}_a e^{iKx_2} + \underline{B}_a e^{-iKx_2}]}{[\underline{A}_a e^{iKx_1} + \underline{B}_a e^{-iKx_1}]} = \frac{[e^{iKx_2} + (\underline{B}_a / \underline{A}_a) e^{-iKx_2}]}{[e^{iKx_1} + (\underline{B}_a / \underline{A}_a) e^{-iKx_1}]} \quad (4.12)$$

$$H_{34} = \frac{\underline{P}_4}{\underline{P}_3} = \frac{[\underline{A}_d e^{iKx_4} + \underline{B}_d e^{-iKx_4}]}{[\underline{A}_d e^{iKx_3} + \underline{B}_d e^{-iKx_3}]} = \frac{[e^{iKx_4} + (\underline{B}_d / \underline{A}_d) e^{-iKx_4}]}{[e^{iKx_3} + (\underline{B}_d / \underline{A}_d) e^{-iKx_3}]} \quad (4.13)$$

Existe uma relação linear entre as pressões incidentes e refletidas, que nos permite definir o coeficiente de reflexão (R), e assim obter a perda de transmissão, ou seja:

$$R_a = \frac{P_{ra}}{P_{ia}} \quad (4.14)$$

$$R_d = \frac{P_{rd}}{P_{id}} \quad (4.15)$$

Combinando as equações (4.12) e (4.14), nas posições antes do silenciador, obtem-se:

$$R_a = \frac{H_{12} - e^{-iKs}}{e^{iKs} - H_{12}} \quad (4.16)$$

Da mesma forma, combinando as equações (4.13) e (4.15), nas posições após o silenciador, tem-se:

$$R_d = \frac{H_{34} - e^{-iKs}}{e^{iKs} - H_{34}} \quad (4.17)$$

Com o auxílio das equações (4.16) e (4.17), podemos deduzir expressões para a obtenção da perda de transmissão, absorção e impedância.

4.3 - PERDA DE TRANSMISSÃO SONORA :

A perda de transmissão sonora de um silenciador dissipativo pode ser determinada através da medição dos complexos coeficientes de reflexão medidos nas posições antes (R_a) e depois (R_d) do silenciador.

A Figura 4.2 mostra o campo de potência sonora no interior de um duto.

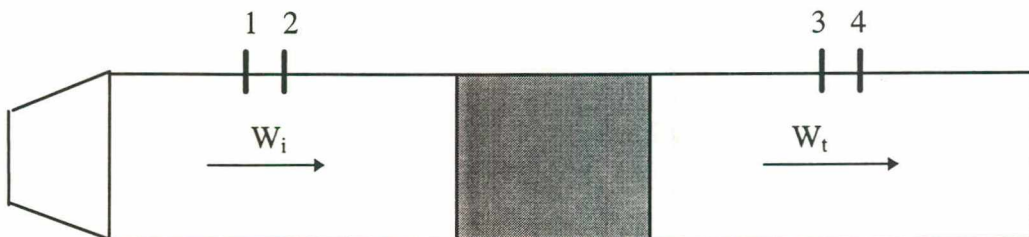


Fig. 4.2 - Potência sonora incidente e transmitida

As potências sonoras incidente (W_i) e transmitida (W_e) são dadas por[20]:

$$W_i = \frac{S_{aa} A_a}{\rho c |1 + R_a|^2} \quad (4.18)$$

$$W_t = \frac{S_{dd} A_d}{\rho c |1 + R_d|^2} \quad (4.19)$$

Onde:

S_{aa} = auto espectro antes do silenciador;

S_{dd} = auto espectro depois do silenciador;

A_a = área do duto antes do silenciador ;

A_d = área do duto depois do silenciador;

ρc = impedância acústica do meio.

Assim, utilizando as equações (4.14) e (4.15), a perda de transmissão sonora é definida da seguinte forma[20]:

$$TL = 20 \log \left| \frac{W_i}{W_t} \right| \quad (4.20)$$

$$TL = 20 \log \left| \frac{1 + R_d}{1 + R_a} \right| - 20 \log |H_t| + 10 \log \frac{A_a}{A_d} \quad (4.21)$$

$$TL = 20 \log \left| \frac{H_r - H_{12}}{H_r - H_{34}} \right| - 20 \log |H_t| + 10 \log \frac{A_a}{A_d} \quad (4.22)$$

onde

H_{12} = função transferência medida nas posições (1,2);

H_{34} = função transferência medida nas posições (3,4).

sendo

$$H_r = e^{iKs} \quad (4.23)$$

onde

s = distância entre as posições assumida pelo microfone.

e ainda

$$H_t = \left| \frac{S_{aa}}{S_{dd}} \right|^{1/2} \quad (4.24)$$

As funções H_{12} e H_{34} são medidas com um único microfone, conforme as expressões abaixo:

$$H_{12} = H_{1s} \cdot H_{s2} \quad (4.25)$$

$$H_{34} = H_{3s} \cdot H_{s4} \quad (4.26)$$

onde o índice “s” indica o sinal do gerador.

Podemos notar que as equações (4.25) e (4.26) são válidas somente se o número adimensional Ks for o mesmo antes e após o silenciador.

4.4 - SISTEMA DE MEDIÇÃO:

Para a obtenção experimental da perda de transmissão através da técnica de um microfone e um analisador digital de dois canais, foi utilizado um sistema de medição constituído basicamente por duas partes fundamentais:

- cadeia de instrumentos para geração e amplificação do sinal;
- cadeia de medição.

A cadeia de instrumentos para geração e amplificação de sinal é composta por uma caixa acústica, que constitui a fonte geradora do campo acústico no interior do duto. Esta caixa acústica é montada na extremidade de um duto retangular feito em madeira. Ainda, fazendo parte da cadeia de geração e ampliação de sinal, tem-se um amplificador de potência B&K, tipo 2706.

A cadeia de medição é constituída por um microfone de meia polegada B&K, tipo 4165, um pré amplificador B&K, tipo 2639, uma fonte de alimentação de microfone (Microphone Power Supply) B&K, tipo 2804 e um analisador digital FFT marca Tektronix-2630. A Figura 4.3 ilustra o esquema da montagem do sistema de medição.

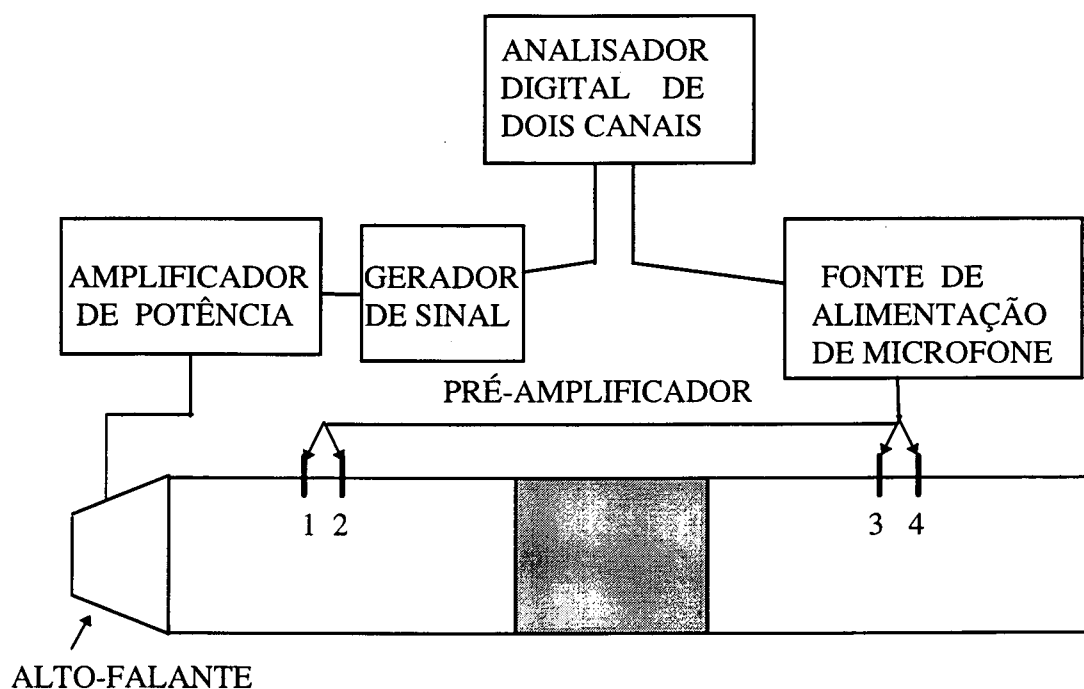


Fig.4.3- sistema de medição.

Na cadeia de medição, o microfone foi fixo nos orifícios feitos na parede do duto juntamente com suportes apropriados.

4.5 - AJUSTE E VERIFICAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO:

4.5.1 - FUNÇÃO COERÊNCIA:

Um parâmetro importante que deve ser determinado durante a medição da perda de transmissão é a função coerência. A função coerência assume valores entre 0 e 1, e mede o grau de correlação entre os sinais analisados. Se a função coerência é igual a 1, pode-se afirmar que os sinais estão altamente correlacionados; por outro lado, se a função coerência é igual a 0, os sinais não têm correlação entre si, e quando assume valores entre 0 e 1, define-se um grau de maior ou menor correlação.

Através do valor da função coerência, pode-se verificar a validade das funções transferência e alto espectro obtidos neste estudo.

4.5.2 - ESCOLHA DA FAIXA DE FREQUÊNCIA:

A técnica utilizada para a medição da perda de transmissão é válida, somente para ondas planas se propagando no interior do duto. Desta forma, as equações desenvolvidas anteriormente baseiam-se no pressuposto físico das ondas incidentes e refletidas serem planas, o que é conseguido operando-se abaixo da frequência de corte do duto.

A frequência de corte de um duto de seção transversal quadrada é dada por [31]:

$$f_c = \frac{c}{2w} \quad (4.27)$$

onde

w = largura do duto (m)

Para o duto utilizado nas medições tem-se o seguinte valor da frequência de corte:

$$f_c = \frac{c}{2w} = \frac{342}{2.0.085} \approx 2000 \text{ Hz}$$

Assim as medições serão feitas abaixo da frequência de corte, visto que valores superiores não têm significado físico.

4.3 - SELEÇÃO DO ESPAÇAMENTO DOS MICROFONES (s).

Bodém [15] verificou que o espaçamento entre as posições do microfone (s) define a faixa de frequência na qual as medições terão precisão aceitável. Considerando Ks variando entre 0 e π , constatou-se que a menor variação da curva ocorrerá quando $Ks = \pi/2$ e, baseados em dados experimentais, recomenda a faixa de utilização, definida pela seguinte relação:

$$0.1 \pi < Ks < 0.8\pi$$

A partir desta relação, podem-se determinar as frequências (mínima e máxima) da faixa recomendada para uso, em função da distância entre as posições de microfones adotadas, assim:

$$Ks = \frac{\omega}{c}s = \frac{2\pi f}{c}s \quad (4.28)$$

Tem-se:

$$\frac{2\pi f}{c}s > 0.1\pi \Rightarrow f_{min} > \frac{0.1c}{2s} \quad (4.29)$$

$$\frac{2\pi f}{c}s < 0.8\pi \Rightarrow f_{max} < \frac{0.8c}{2s} \quad (4.30)$$

Para as diferentes medições, foram consideradas as mesmas distâncias entre o microfone.

Assim, em todos os casos tem-se a seguinte faixa de trabalho recomendada:

$$f_{min} > \frac{0.1c}{2s} = \frac{0.1 \cdot 342}{2 \cdot 0.05} = 343 \text{ Hz}$$

$$f_{max} < \frac{0.8c}{2s} = \frac{0.8 \cdot 342}{2 \cdot 0.05} = 2736 \text{ Hz}$$

4.5.4 - MEDIÇÃO DO RUÍDO DE FUNDO:

Normalmente, as medições acústicas são afetadas pelo ruído de fundo presente no ambiente de medição gerado, pelos próprios equipamentos (ruído eletrônico). Desta forma, a fim de se evitar a interferência do ruído de fundo no processamento de sinal, tomaram-se alguns cuidados:

No período da realização de todas as medições, verificou-se o nível de ruído fundo no interior de um duto.

Comparou-se o espectro do ruído de fundo com o espectro do campo acústico, nas posições de medição.

Verificou-se que normalmente o ruído de fundo apresentava diferenças iguais ou superiores a 30 dB em relação aos níveis apresentados pelos espectros do campo acústico no interior do duto. Estes valores são suficientes para evitar qualquer interferência de ruído nas medições.

4.5 - VALIDAÇÃO DO PROGRAMA PARA O CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO:

Foi desenvolvido um programa para calcular a perda de transmissão. O programa utiliza a equação 4.22, onde são medidos os valores da função transferência e do autoespectro em cada posição ocupada pelo microfone. Com os valores da função transferência são obtidos os coeficientes de reflexão e, juntamente com os autoespectros são substituídos na equação 4.22 e finalmente obtidos os valores da perda de transmissão.

Para a verificação da validade do programa foi medida a perda de transmissão num silenciador sem material absorvente.

Com esse procedimento, esperava-se a obtenção de uma curva da perda de transmissão com valores próxima a zero, o que foi obtido, como, se podem ver na Figura 4.4.

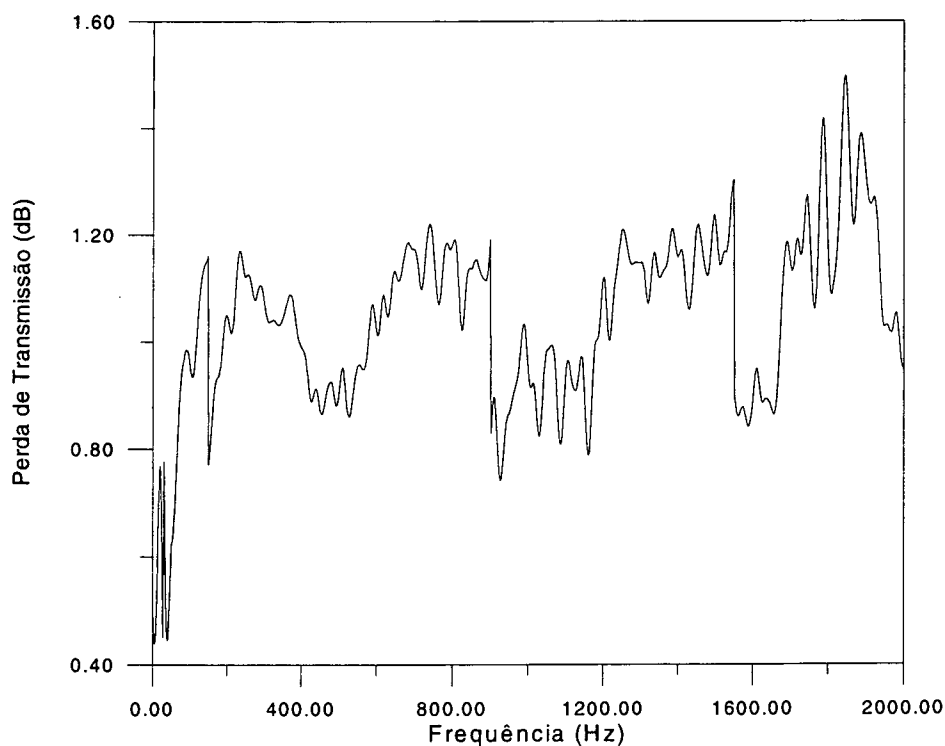


Fig. 4.4 - Perda de transmissão sem material absorvente

Os valores diferentes de zero obtidos em alguns pontos são provavelmente devidos a uma pequena atenuação ocorrida ao longo do duto, já que o mesmo é de madeira; portanto o erro de medição não deverá passar de 1.6 dB.

CAPÍTULO 5

NOÇÕES DE ELEMENTOS FINITOS E ESTRUTURA DE FUNCIONAMENTO DOS PROGRAMAS ANSYS E SYSNOISE

O objetivo desse capítulo é fazer uma descrição sobre o método dos elementos finitos, onde serão apresentadas as suas principais características de utilização na área de acústica, suas vantagens e desvantagens. Além disso, serão apresentadas de forma generalizada, a estrutura de um programa de elementos finitos e a estrutura de funcionamento dos programas ANSYS e SYSNOISE, utilizados para a solução de nossos problemas. Ainda serão apresentados os fundamentos matemáticos para a solução da equação da onda, através do método dos elementos finitos.

5.1 - INTRODUÇÃO:

O método dos elementos finitos surgiu originalmente visando a solução de problemas da teoria da elasticidade [33]. Mais tarde, com o enorme sucesso do método, o interesse despertado cresceu, e este foi estendido a diferentes áreas.

Um dos primeiros trabalhos que utiliza o método dos elementos finitos em acústica foi desenvolvido por Gladwell [30], que determinou a frequência e os modos acústicos em cavidades. Nesse trabalho o autor desenvolveu uma formulação em termos da pressão e da deformação para elementos retangulares.

Após a publicação desse trabalho, uma série de outros trabalhos foram publicados utilizando o método dos elementos finitos para a solução de problemas em acústica.

Em acústica de dutos, um dos primeiros trabalhos utilizando esse método foi desenvolvido por Young e Crocker [50], que utilizaram a formulação de elementos finitos para a predição da perda de transmissão (transmission loss) em Muffles.

5.2- APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NA ACÚSTICA:

O método dos elementos finitos é um procedimento numérico para resolver diferentes tipos de problemas com precisão aceitável.

Existem muitas situações práticas em que os problemas são muito complicados, e neste caso uma solução numérica é necessária, sendo que um dos mais versáteis métodos é o método dos elementos finitos.

A base do método dos elementos finitos consiste em dividir o sistema em análise em elementos de volume discretos e, assim, obter a solução exata ou aproximada dentro de cada elemento, ou na interface entre eles.

Com a divisão da região em estudo em subdomínios, as incógnitas passam a ser os valores da função procurados nos vértices ou outros pontos do elemento. Com este procedimento, substituem-se as equações diferenciais do sistema, que têm um número infinito de graus de liberdade, por outro equivalente, mas com um número finito de graus de liberdade. Admite-se que em cada elemento a função desconhecida possa a ser substituída por outra de forma conhecida. A montagem das equações algébricas é feita impondo-se certas condições aos resíduos ou minimizando-se certos funcionais.

O método dos elementos finitos não é restrito a problemas de estruturas mecânicas. Ele pode ser aplicado a um grande número de outros problemas, tais como: mecânica dos fluidos, condução de calor, acústica ..., etc.

Em acústica, o método dos elementos finitos requer uma discretização do volume de ar (domínio do fluido), que está sendo analisada. O domínio é discretizado em elementos delimitados por nós. O problema a ser resolvido é a determinação dos valores das pressões nodais. A variação do campo de pressão nos elementos é obtida pela interpolação dos valores nodais usando funções que podem ser lineares ou quadráticas.

A energia total do sistema é expressa por uma função que contém os valores das pressões nodais desconhecidas. Por meio de diferenciação, o campo de energia, com seus respectivos coeficientes, formam um sistema de equação onde a solução são os valores das pressões nodais procurados.

Uma das notáveis vantagens do método dos elementos finitos é a sua versatilidade, pois pode ser aplicado em vários problemas. A região sob análise pode ter forma arbitrária e as condições de contorno quaisquer. A malha pode ter elementos de diferentes tipos, formas e propriedades físicas/acústicas.

Outra grande vantagem deste método é a semelhança física entre o modelo (malha) e a situação física real equivalente. Assim, o modelo não é nenhuma abstração matemática difícil de ser visualizada.

A par das muitas vantagens, este método também tem suas desvantagens, algumas delas são [33]:

- o método não pode ser utilizado em problemas cujo domínio seja infinito (por exemplo, em problemas de radiação acústica);
- o método envolve um grande número de graus de liberdade;
- consome um grande tempo no processo de construção do modelo (malha);
- o método produz um elevado número de resultados em pontos que não possuem um interesse direto.

5.3 - ARQUITETURA BÁSICA DE UM PROGRAMA DE ELEMENTOS FINITOS:

Um programa de elementos finitos é um código computacional, projetado para ser usado na solução de certa classe de problemas, que pode ser ampla ou restrita, mas que contém uma certa estrutura mínima, inerente ao mais simples dos programas de elementos finitos.

Todo programa de elementos finitos deve conter pelo menos cinco etapas, quais sejam: a entrada de dados, a superposição das matrizes e vetores do elemento, a

imposição das condições de contorno, a solução do sistema de equações, a saída dos resultados. Ver Figura 5.1.

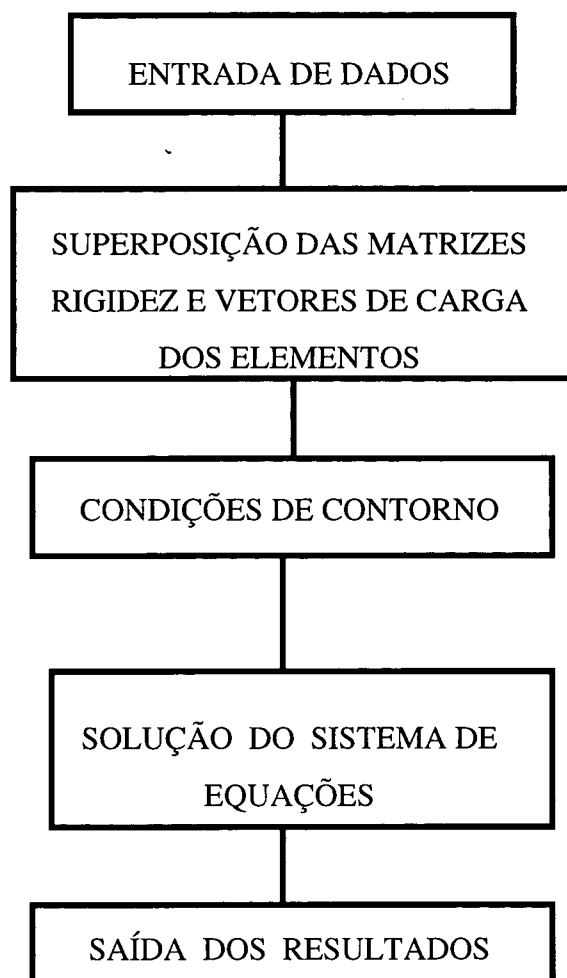


Fig.5.1 - Estrutura de um programa de FEM

Evidentemente que cada programa de elementos finitos possui sua estrutura própria que pode apresentar muito mais fases do que as aqui apresentadas, mas necessariamente ele deve conter as fases básicas apresentadas anteriormente[33].

5.4 - GENERALIDADES DOS PROGRAMAS :

Na solução de nosso problema, foram utilizados os sistemas computacionais para análise numérica ANSYS, versão 5.1 e SYSNOISE, versão 5.2.

Toda a parte de cálculo e análise do problema foram desenvolvidas no SYSNOISE, enquanto que a parte de construção e geração do modelo (malha) foram desenvolvidas no ANSYS.

Através da interface que existe entre esses dois programas, tornou-se possível a realização de todo o processo de simulação numérica.

Desta forma, esse item tem como objetivo fazer uma descrição generalizada da estrutura de funcionamento desses dois programas.

5.4.1 - ANSYS:

O ANSYS é um sistema computacional que utiliza o método dos elementos finitos para resolver problemas estruturais, térmicos, eletromagnéticos, acústicos..., etc.

Na área de acústica, existem alguns problemas que podem ser resolvidos com a utilização do ANSYS, tais como:

- identificação da ressonância acústica de um espaço acústico;
- determinação do nível de pressão sonora no espaço acústico;
- designação da fonte e o receptor.

O campo de trabalho do ANSYS é constituído basicamente por dois níveis: o nível de entrada e o nível de processamento. No nível de entrada existe a possibilidade de passagem para o nível de processamento ou o desenvolvimento de alguns trabalhos.

No nível de processamento, algumas rotinas são disponíveis, cada uma servindo a um propósito específico. Por exemplo, o processador geral (Prep 7) contém os comandos para a construção do modelo (malhas); o processador de soluções (Solution) contém os comandos para a entrada de carregamentos e para a realização dos cálculos; e o pós-processador (Post 1) contém os comandos para a exibição dos resultados dos cálculos realizados no "Solution".

5.4.2 - SYSNOISE:

O SYSNOISE é um sistema computacional para análise numérica de problemas acústicos. Uma das técnicas utilizadas por este sistema para a solução de problemas acústicos é a técnica dos elementos finitos, que requer a discretização (malha) do meio na qual se propaga a onda sonora.

Além da técnica dos elementos finitos, existe ainda a possibilidade de se utilizar a técnica dos elementos de contorno ou ambas as técnicas simultaneamente. A técnica dos elementos de contorno requer somente a discretização do modelo na superfície da área do contorno a ser estudada.

Com a utilização da técnica dos elementos finitos para a solução da equação da onda, é assumido um campo sonoro constituído por excitações harmônicas, e assim todo o problema é calculado no domínio da frequência.

Existem dois tipos de domínio que podem ser analisados pelo SYSNOISE. O domínio interior, que modela o comportamento acústico dentro do domínio enclausurado (cavidades), e o domínio exterior, que modela o comportamento acústico fora do domínio enclausurado (radiação em campo livre).

A técnica dos elementos finitos é somente utilizada para o tratamento de problemas interiores, nos quais o campo (volume) do domínio do problema será discretizado.

Existem situações em que o campo de pressão sonora pode ser originado pela vibração de um corpo (estrutura) ou por uma fonte sonora conhecida. A vibração da superfície de um corpo num meio fluido pode provocar a propagação de ondas de pressão sonora através desse meio, onde esse campo sonoro pode interagir com uma estrutura, podendo ou não provocar a sua vibração.

Assim, para essas situações, o SYSNOISE permite fazer uma análise onde o comportamento do campo sonoro pode ser analisado separadamente, sem o efeito fluido-estrutura, em que qualquer estrutura presente é assumida ser rígida ou o seu comportamento dinâmico não é modificado pela presença do fluido. Ou ainda, podemos analisar problemas em que há uma interação entre a estrutura e o meio em que está imerso.

Nos modelos em que o campo sonoro é analisado separadamente, o comportamento vibracional da estrutura pode ser especificado como condição de contorno de velocidade para o cálculo do ruído irradiado.

Uma das primeiras etapas a ser definida para a utilização do SYSNOISE é a definição da técnica a ser utilizada para a solução do problema, ou seja, FEM ou BEM. A opção de cálculo a ser definida é selecionada pelo comando OPTION.

Após esta etapa, o SYSNOISE requer a leitura do tipo de modelo que será analisado. No caso de elementos finitos, é a leitura do tipo de malha que descreve a geometria do domínio de interesse. Esta leitura é efetuada através da interface entre os dois programas.

Uma outra etapa a ser definida é a fase de entrada das condições de contorno. Nessa fase são definidas as condições de pressão, velocidade (no caso de um corpo vibrante) ou fonte sonora, as propriedades acústicas dos materiais ..., etc.

Após a etapa de leitura do modelo, partimos para a fase de realização dos cálculos desejados.

Com a realização dos cálculos, segue a fase de armazenamento dos resultados num arquivo de dados.

Finalmente, temos a fase de apresentação dos resultados que pode ser obtida através de gráficos ou através de arquivos de dados.

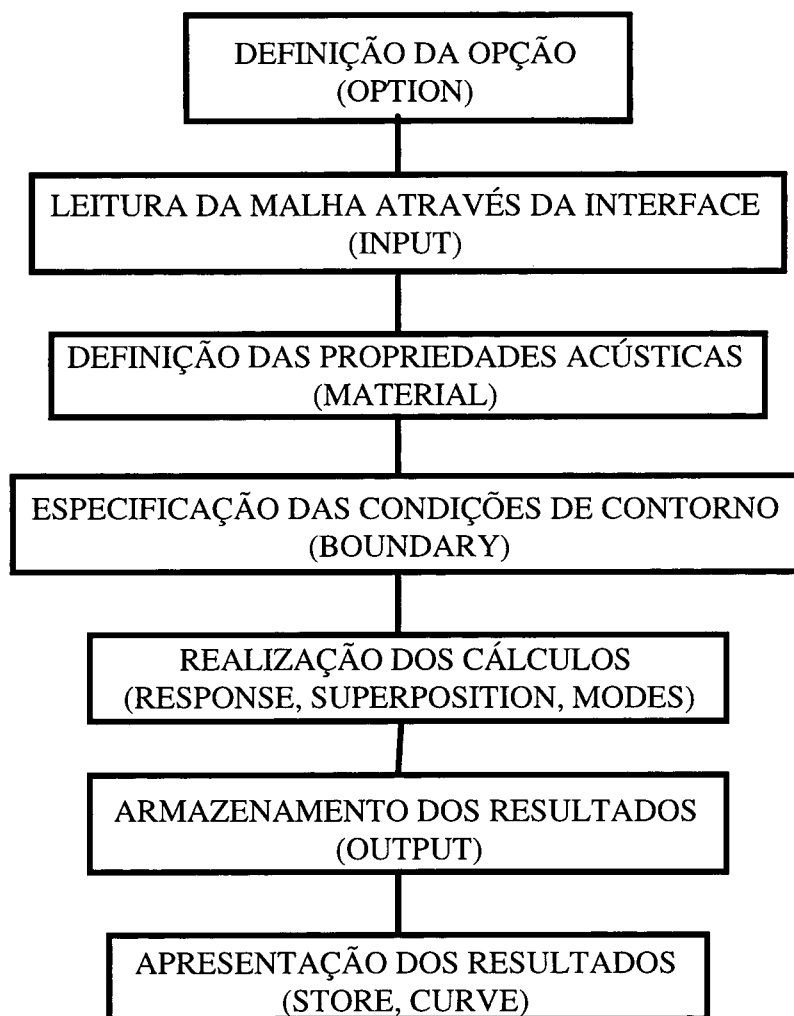


Fig. 5.2 - Fases de funcionamento do SYSNOISE

A Figura 5.2 apresenta um sumário das várias etapas a serem definidas na utilização do SYSNOISE.

5.5 - EQUAÇÕES BÁSICAS:

Em nossa análise, a formulação dos elementos finitos será utilizada para a solução da equação da onda de um campo acústico harmônico.

Para formulação do método dos elementos finitos, considera-se um volume V (fechado) delimitado por uma superfície S . Dentro de V , o campo de pressão deve satisfazer a equação da onda.

O contorno do volume V será tratado de duas formas: inicialmente a superfície S será considerada como sendo rígida e depois será tratada como sendo constituída por um material absorvente caracterizado por uma impedância acústica. Assim, para ambos os casos será obtida a solução da equação de Helmholtz.

Considerando o volume V como sendo constituído por um meio acústico ideal, as seguintes condições devem ser satisfeitas para a análise do campo acústico no interior do meio fluídico:

- O meio fluídico é considerado ser isotrópico e homogêneo;
- A propagação da onda sonora ocorre adiabaticamente;
- O meio fluídico é linear e perfeitamente elástico;
- A densidade e a pressão são uniformes ao longo do meio.

5.5.1- SUPERFÍCIE RÍGIDA:

A Figura 5.3, mostra a geometria e o sistema de coordenada que será utilizado para análise do problema.

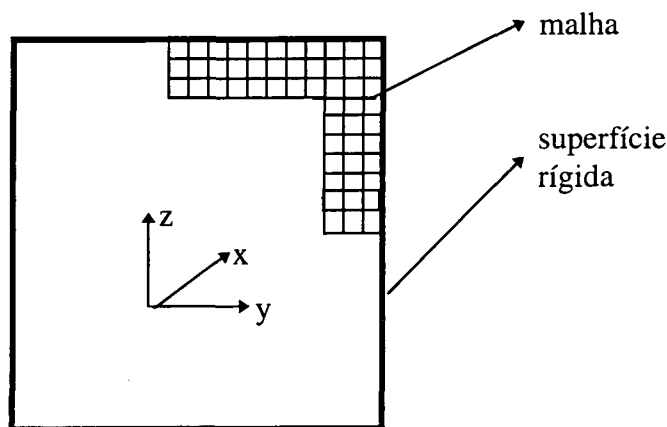


Figura 5.3- Superfície rígida.

Considerando as paredes como sendo rígidas, o volume do espaço interior é constituído por um meio fluídico em repouso.

O campo sonoro é governado pela equação da onda;

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad (5.1)$$

onde

$\nabla =$ operador Laplaciano.

Considerando uma distribuição uniforme da pressão sonora no volume V, a equação (5.1) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\nabla^2 P + k^2 P = 0 \quad (5.2)$$

que é a equação de Helmholtz para um campo sonoro harmônico.

Inicialmente serão definidos os seguinte operadores matriciais :

$$\nabla \cdot () = \{L\}^T (\{L\} P) = 0 \quad (5.3)$$

$$\nabla () = \{L\} \quad (5.4)$$

sendo,

$\nabla \cdot$ = operador divergente

Desta forma, usando as notações dadas nas equações (5.3) e (5.4), a equação (5.1) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\} P) = 0 \quad (5.5)$$

O método que será utilizado para a obtenção da solução da equação (5.1) será o método de Garlekin. A idéia básica do método de Garlekin consiste em minimizar o erro residual da equação governante.

Assim, multiplicando a equação (5.5) por uma pressão virtual, integrando ao longo do domínio V, e com algumas manipulações, chega-se a:

$$\int \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} dV + \int_v (\{L\}^T \delta P)(\{L\} P) dV = \int_s \{\eta\}^T \delta P (\{L\} P) dS \quad (5.6)$$

onde

V = domínio de volume;

δP = pressão virtual;

S = superfície onde a derivada da pressão é normal;

$\{\eta\}$ = vetor normal à superfície.

Sendo a superfície S rígida, podemos dizer que:

$$\frac{\partial P}{\partial \eta} = 0 \quad (5.7)$$

ou

$$\eta \cdot \nabla P = 0 \quad (5.8)$$

ou ainda,

$$\{\eta\} \cdot (\{L\} P) = 0 \quad (5.9)$$

Escrevendo a equação (5.9) em notação matricial, tem-se:

$$\{\eta\}^T \cdot (\{L\} P) = 0 \quad (5.10)$$

Então, substituindo a equação (5.10) na equação (5.6), tem-se:

$$\int \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} dV + \int_v (\{L\}^T \delta P)(\{L\} P) dV = 0 \quad (5.11)$$

Na equação (5.11) tem-se o campo de pressão do fluido que é a variável dependente que se deseja obter.

Para isso será utilizado o método dos elementos finitos para a obtenção desse campo de pressão.

Ao representar o volume V, por uma malha de elementos finitos, podemos, então, para cada elemento, representar o campo de pressão da seguinte forma:

$$P = \{N\} \cdot \{P_e\} \quad (5.12)$$

onde

$\{N\}$ = representa as funções de forma para cada elemento;

$\{P_e\}$ = vetor de pressão nodal.

Através da equação (5.12), podemos escrever a derivada segunda da pressão da seguinte forma:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \{N\}^T \{\ddot{P}_e\} \quad (5.13)$$

$$\delta P = \{N\}^T \{\delta P_e\} \quad (5.14)$$

fazendo

$$[B] = \{L\} \{N\}^T \quad (5.15)$$

Substituindo as equações (5.13), (5.14) e (5.15) na equação (5.11), tem-se:

$$\int_V \frac{1}{c^2} \{\delta P_e\}^T \{N\} \{N\}^T dV \{\ddot{P}_e\} + \int_V \{\delta P_e\}^T [B]^T [B] dV \{P_e\} = 0 \quad (5.16)$$

Tirando fora da integral alguns parâmetros, a equação (5.16) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{1}{c^2} \int_V \{N\} \{N\}^T dV \{\ddot{P}_e\} + \int_V [B]^T [B] dV \{P_e\} = 0 \quad (5.17)$$

Escrevendo a equação (5.17) na forma matricial, tem-se:

$$[M_e^p] \{\ddot{P}_e\} + [K_e^p] \{P_e\} = 0 \quad (5.18)$$

onde

$$[M_e^p] = \frac{1}{c^2} \int_V \{N\} \{N\}^T dV \{P_e\} = \text{matriz massa do fluido};$$

$$[K_e^p] = \int_V [B]^T [B] dV = \text{matriz rigidez do fluido}.$$

Assim, com a obtenção de $\{P_e\}$, tem-se o campo de pressão sonora no volume V , da Figura 5.3.

5.5.2 - SUPERFÍCIE COM MATERIAL ABSORVENTE:

A Figura 5.4 mostra um volume V , com as paredes revestidas de material absorvente com uma certa impedância acústica.

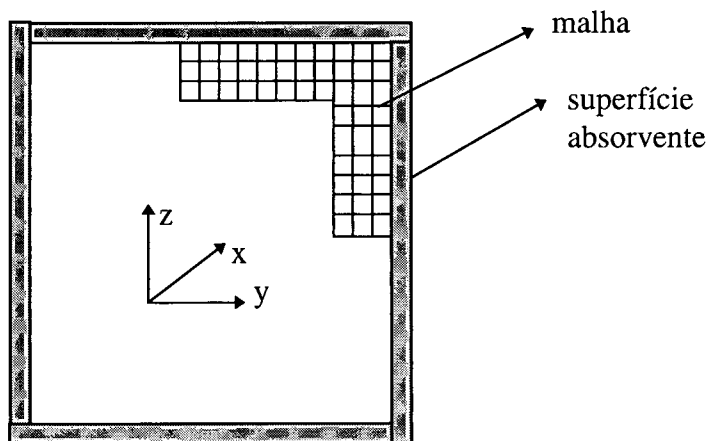


Figura 5.4- Volume com paredes revestidas.

Como se sabe, o campo sonoro no interior do volume é governado pela equação (5.1.), que é a equação da onda, sendo que se for considerado um campo sonoro harmônico a equação (5.2), se reduz à equação de Helmholtz.

Acrescentando na equação da onda (5.1) um termo de dissipação de energia sonora devido à presença do material absorvente na superfície S, tem-se:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = \frac{r}{\rho c} \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (5.19)$$

onde

r = resistência acústica.

Que, na forma da equação de Helmholtz, é dada por:

$$\nabla^2 P - jk \frac{r}{\rho c} P + k^2 P = 0 \quad (5.20)$$

Utilizando as notações dadas nas equações (5.3) e (5.4), a equação (5.19), pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\} P) = \frac{r}{\rho c} \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (5.21)$$

Então, aplicando sobre a equação (5.21) o mesmo princípio variacional que foi utilizado para a solução da equação da onda para uma superfície rígida, com algumas manipulações, chega-se a:

$$\int_V \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} dV + \int_V (\{L\}^T \delta P) (\{L\} P) dV = \int_S \delta P \left(\frac{r}{\rho c} \right) \frac{1}{c} \frac{\partial P}{\partial t} dS \quad (5.22)$$

Representando o volume V, da Figura 4, por uma malha de elementos finitos, o campo de pressão para cada elemento é representado pela equação (5.12). Desta forma, a equação (5.22) fica:

$$\int_v \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} dV + \int_v (\{L\}^T \delta P)(\{L\} P) dV = \int_s \{\delta P_e\}^T \{N\} \left(\frac{r}{\rho c}\right) \frac{1}{c} \{N\}^T \left\{ \frac{\partial P_e}{\partial t} \right\} dS$$

- (5.23) -

Utilizando a seguinte notação:

$$\beta = \frac{r}{\rho c} = \text{coeficiente de absorção sonora na superfície S.}$$

E considerando $\{\dot{P}_e\} = \left\{ \frac{\partial P_e}{\partial t} \right\}$

Como $\frac{\beta}{c}$ e $\{\delta P_e\}$ são constantes, podem ser colocados fora da integral. Assim, a equação (5.23) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\int_v \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} dV + \int_v (\{L\}^T \delta P)(\{L\} P) dV = \{\delta P_e\}^T \frac{\beta}{c} \int_s \{N\} \{N\}^T dS \dot{P}_e \quad (5.24)$$

sendo

$$[C_e^p] \{\dot{P}_e\} = \frac{\beta}{c} \int_s \{N\} \{N\}^T dS \{\dot{P}_e\} \quad (5.25)$$

onde

$$[C_e^p] = \frac{\beta}{c} \int_s \{N\} \{N\}^T dS = \text{matriz rigidez do fluido}$$

Finalmente, tem-se:

$$[M_e^p] \{P_e\} + [K_e^p] \{P_e\} + [\overset{P}{C}_e] \{\dot{P}_e\} + = 0 \quad (5.26)$$

CAPÍTULO 6

PROCEDIMENTOS E RESULTADOS: NUMÉRICO E EXPERIMENTAL

Após a apresentação da formulação matemática e do sistema de medição relacionado com a técnica de um microfone, e também da formulação matemática e algumas características do método dos elementos finitos, serão apresentados, neste capítulo, os procedimentos e os resultados do cálculo da perda de transmissão obtidos numericamente e experimentalmente.

Serão detalhados todos os procedimentos de como foi modelado o protótipo (sistema duto-silenciador) utilizado para a simulação numérica e para as medições experimentais.

6.1 - ANÁLISE NUMÉRICA:

Para o cálculo da perda de transmissão dos modelos através do processo numérico, foi utilizado o método dos elementos finitos. Como ferramenta de trabalho foram utilizados os programas computacionais ANSYS e SYSNOISE. O processo de geração da malha dos elementos foi realizado através do ANSYS, enquanto que o processo de cálculo e análise dos resultados ocorreu através do SYSNOISE.

O sistema duto-silenciador(protótipo) foi obtido a partir de uma cavidade fechada, onde, por meio de discretização das malhas e aplicação de condições de contorno, foi possível a simulação numérica de um duto em um silenciador.

6.1.1 - PROCEDIMENTOS:

O primeiro passo foi a realização da discretização do volume (sistema duto-silenciador) em malhas de elementos finitos, onde o modelo tridimensional utilizado na simulação foi construído com as mesmas dimensões do protótipo.

No processo de geração da malha, foi escolhido na biblioteca de elementos do ANSYS o elemento fluido 30, mostrado na Figura 6.1. Este elemento possui oito nós no espaço tridimensional, sendo utilizado o grau de liberdade pressão.

As propriedades do material usado para este tipo de elemento foram as propriedades do ar, ou seja:

- densidade do ar = 1.21 Kg/m^3
- velocidade do som no ar = 343 m/s .

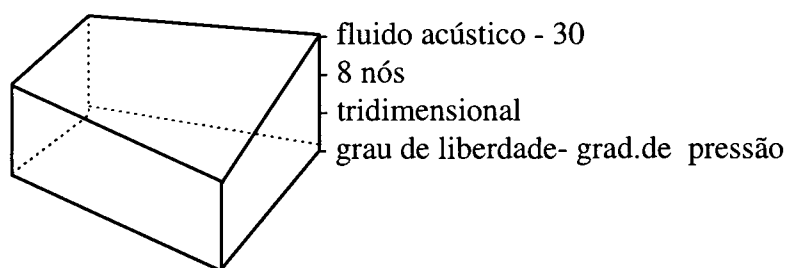


Fig. 6.1 - Elemento fluido 30

O refino ou a quantidade de elementos que compõe a malha toma como base a largura, a altura e o comprimento do protótipo, e ainda o número de elementos por comprimento de onda que, por recomendação, é necessário que um conjunto com seis elementos seja menor ou igual ao comprimento de onda.

O sistema duto-silenciador foi considerado como sendo uma cavidade retangular, sendo o meio acústico no seu interior o ar, onde foi feita a discretização com malha e aplicadas as condições de contorno. A Figura 6.2 descreve um exemplo de discretização feita em um sistema duto silenciador.

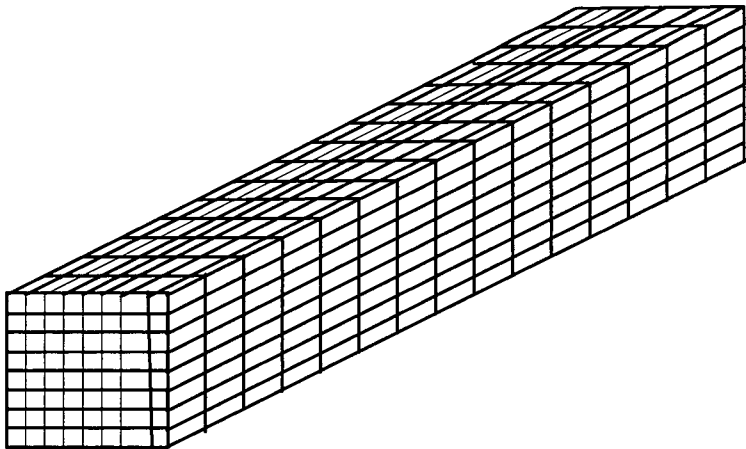


Fig. 6.2 - Malha de um sistema duto-silenciador

Foram feitas diferentes discretizações, nas quais foram utilizados diferentes números de elementos e consequentemente número de nós, como mostrado na tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Número de elementos dos modelos

MODELO	NÚMERO DE ELEMENTOS
MODELO 1	1500
MODELO 2	930
MODELO 3	930

Após feita a discretização dos modelos, partiu-se para a aplicação das condições de contorno, que consiste na escolha da região onde ocorre a excitação para a simulação da fonte sonora, a simulação de um duto com terminação anecóica,

seguida da escolha da região com presença de material de absorção acústica para a simulação das células.

Se não for especificada nenhuma condição de contorno nas paredes do modelo, o SYSNOISE assume estas como sendo acusticamente rígidas. Desta forma, com o objetivo de evitar ondas refletidas na terminação do duto, considerou-se a parede localizada no final do duto como sendo constituída por uma impedância acústica uniforme ao longo da seção transversal do duto, igual a impedância característica do ar ($\rho.c$). Isto possibilitou a simulação de um duto com terminação anecóica.

Uma outra condição de contorno foi estabelecida na entrada do duto, onde se considerou que os elementos localizados nessa região possuem suas faces vibrando numa velocidade de 0.01 mm/s, na forma de um painel vibrante, assim, provocando a propagação de ondas sonoras ao longo do modelo, isso possibilitou a simulação de um fonte sonora na entrada do duto. A Figura 6.3 exemplifica essas situações.

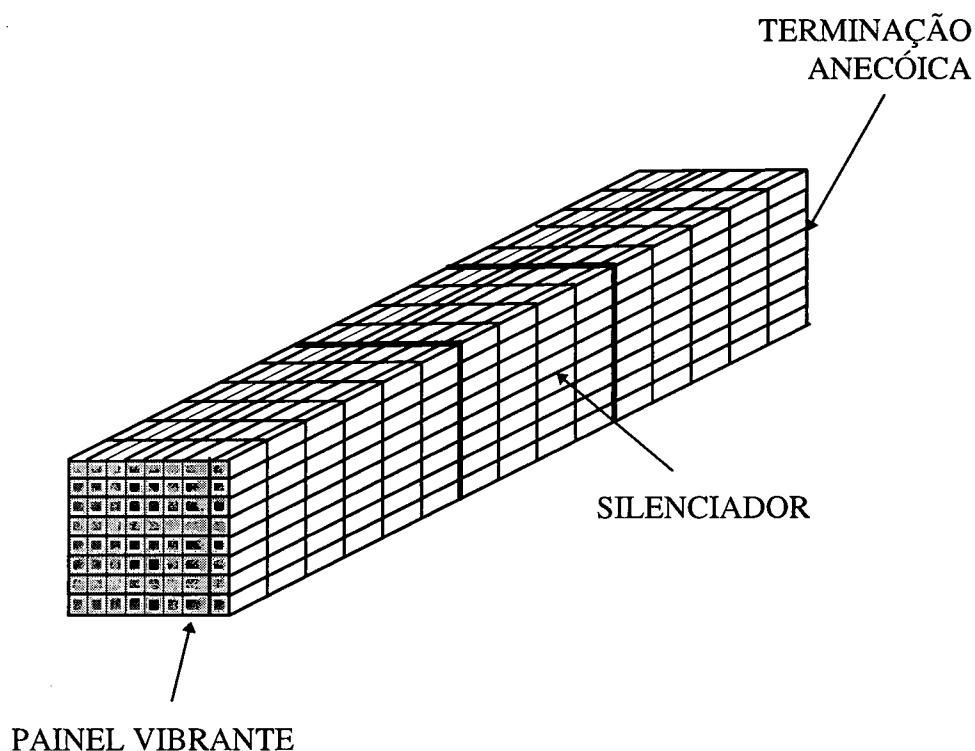


Fig. 6.3- Condições de contorno

Para a simulação das células, considerou-se que os elementos localizados nas regiões dos células possuem propriedades acústicas diferentes dos demais, que são assumidos como sendo ar. Essas propriedades acústicas são: resistividade ao fluxo, porosidade e fator de estrutura.

Impostas estas condições de contorno, finalmente partiu-se para a seleção dos pontos (nós) onde foram obtidos os valores das pressões e velocidades antes e após o silenciador, para que fosse possível o cálculo da perda de transmissão.

Como já foi descrito anteriormente no capítulo 2, a perda de transmissão é obtida pela seguinte equação[51]:

$$TL = 20 \log \left| \frac{P_1 + v_1 \rho c}{2 \rho c v_2} \right| \quad (6.1)$$

Assim, com os valores da pressão P_1 e da velocidade v_1 obtidos num nó antes do silenciador, e com o valor da velocidade v_2 obtido num nó após o silenciador, juntamente com o valor de ρc , foi possível calcular o valor da perda de transmissão dos silenciadores.

6.1.2 - RESULTADOS NUMÉRICOS:

Conforme os procedimentos descritos no item anterior, foram obtidos os valores da perda de transmissão para os diferentes silenciadores cujas as dimensões estão relacionadas no item 3.2. Os resultados são mostrados nas Figuras 6.4, 6.5 e 6.6.

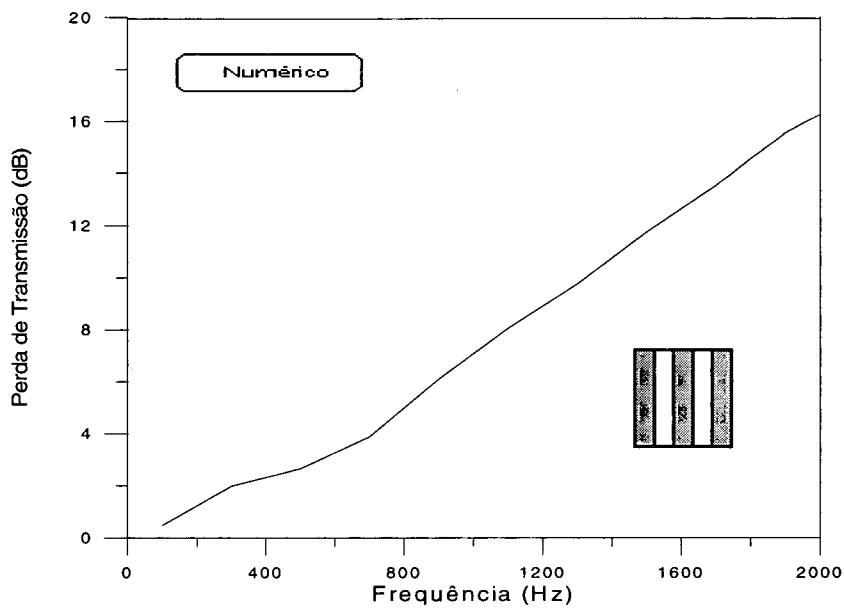


Fig. 6.4 - Perda de transmissão do silenciador 1

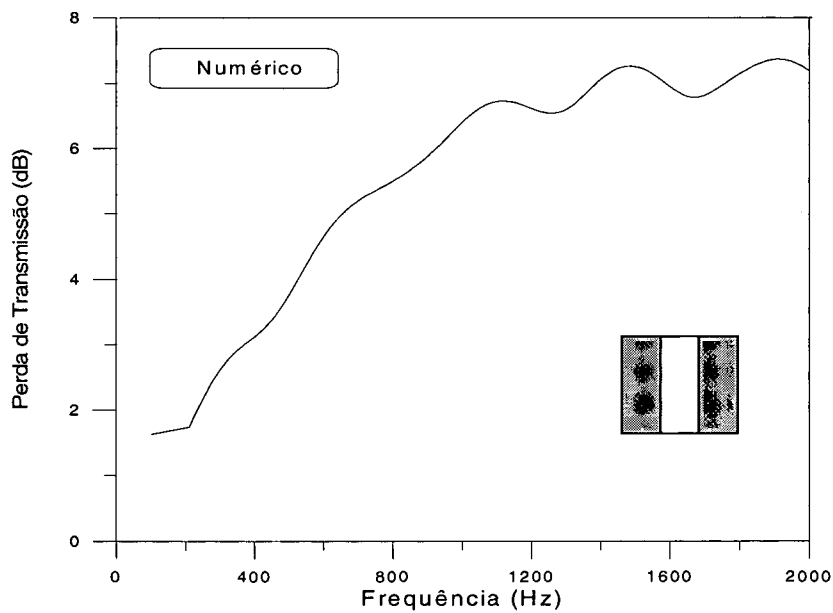


Fig. 6.5-Perda de transmissão do silenciador 2

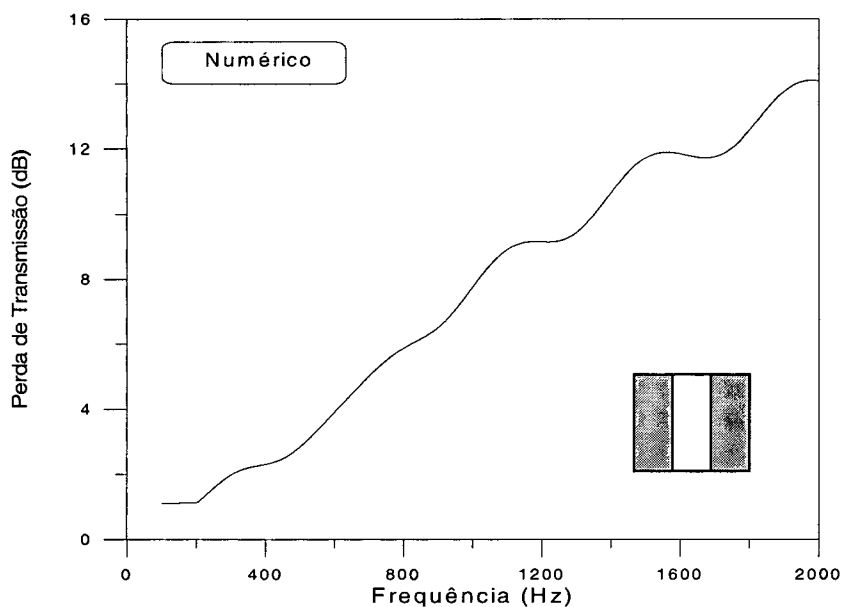


Fig.6.6- Perda de transmissão do silenciador 3

6.2 - ANÁLISE EXPERIMENTAL:

A obtenção experimental da perda de transmissão dos silenciadores deu-se através da técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais, como já descrita no Capítulo 6.

O sistema duto-silenciador foi excitado por uma caixa acústica fixada numa das extremidades do duto, e os valores das pressões sonoras foram obtidos nos pontos de fixação dos microfones. Por meios matemáticos, foram calculados os valores da perda de transmissão para os diferentes modelos.

6.2.1 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS:

Os resultados obtidos experimentalmente são mostrados nas Figuras 6.7, 6.8 e 6.9.

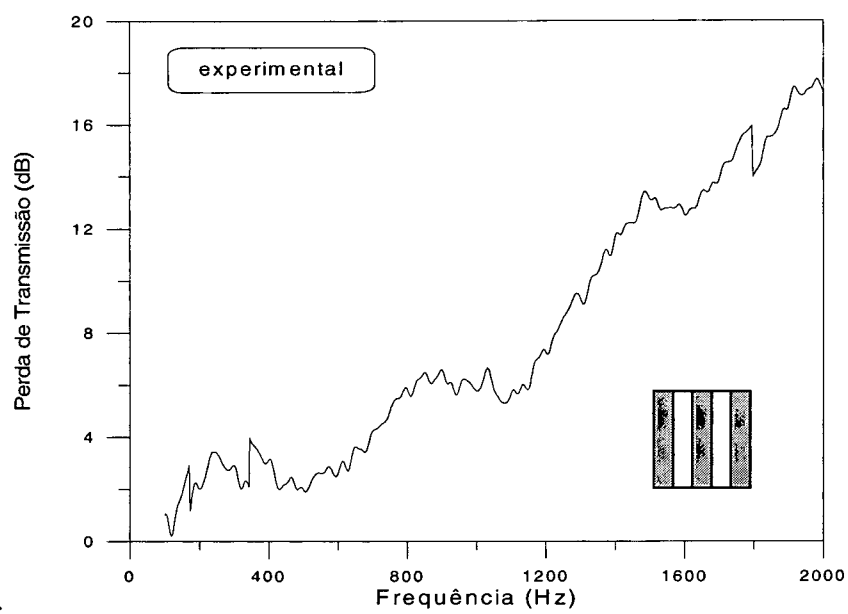


Fig. 6.7 - Perda de transmissão do silenciador 1

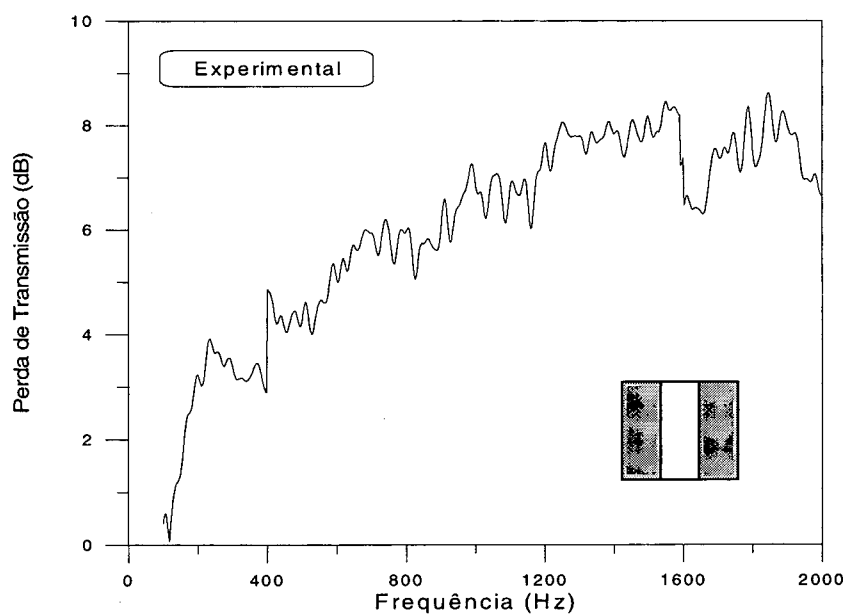


Fig. 6.8- Perda de transmissão do silenciador 2

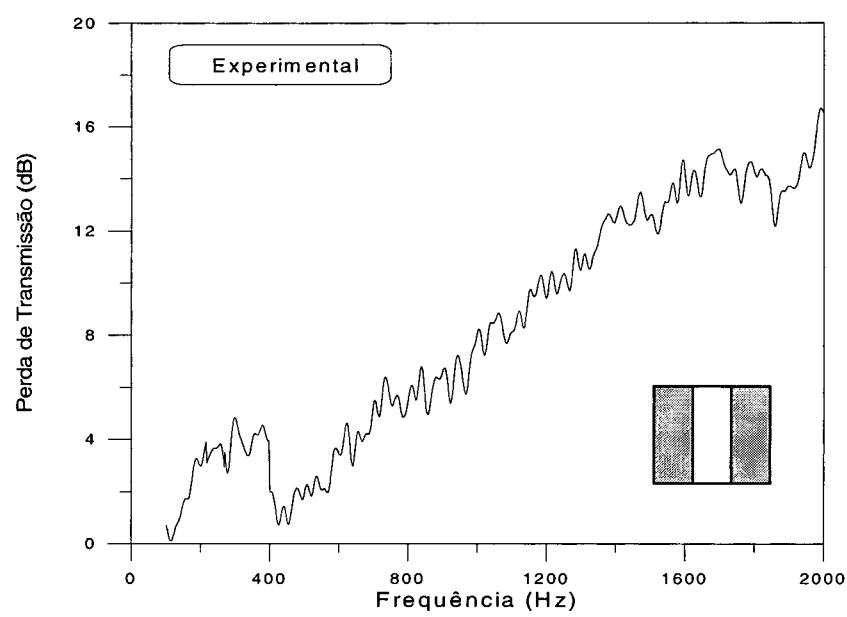


Fig. 6.9- perda de transmissão do silenciador 3

CAPÍTULO 7

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados experimentais da perda de transmissão obtidos pela técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais foram comparados com os resultados numéricos obtidos através do método dos elementos finitos. Esses resultados apresentados no capítulo anterior serão agora analisados conjuntamente.

A perda de transmissão dos modelos foi obtida utilizando-se as duas técnicas, sendo considerada apenas a existência de ondas planas se propagando no interior do duto, o que é possível quando se trabalha abaixo da frequência de corte do mesmo[31], de acordo com o que foi discutido no Capítulo 5. Uma outra consideração é a inexistência de escoamento no interior do duto. Segundo Mechel e Menten [43], para valores de velocidade normalmente utilizados em sistemas de condicionamento de ar, as influências do escoamento sobre a atenuação podem ser desprezadas.

Os resultados experimentais possuem precisão aceitável na faixa de frequência entre 343 Hz e 2736 Hz, isso devido à distância adotada entre os microfones [15].

7.1 - EFEITO DA PLACA PERFURADA:

O silenciador 3 possui lã de vidro como material absorvente. Como esse tipo de material é muito frágil, ele exige uma proteção, o que foi feito utilizando-se uma placa perfurada. Verificou-se o efeito dessa placa sobre a absorção sonora dos silenciadores, e comprovou-se que esse tipo de material de proteção exerce pouca

influência sobre a absorção. A Figura 7.1 apresenta uma comparação na qual foi utilizado o silenciador 2 com e sem placa para a comprovação desse fato.

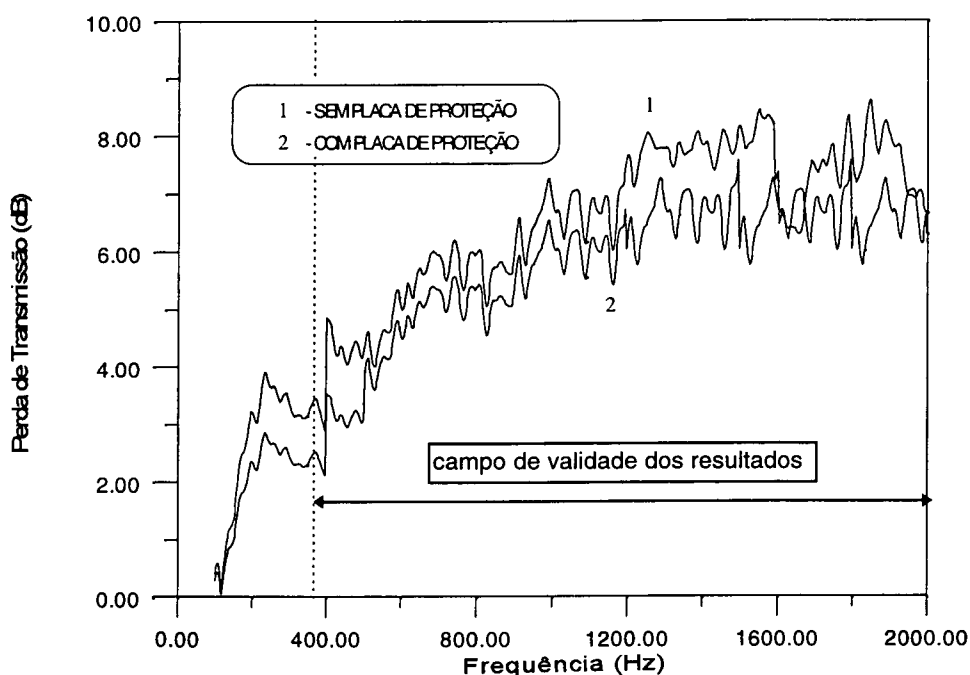


Fig. 7.1- Efeito da placa perfurada na atenuação

7.2 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS X RESULTADOS NUMÉRICOS:

A Figura 7.2, apresenta os resultados experimentais e numéricos para o silenciador 1. Esse silenciador utiliza material poroso (espuma) como absorvente acústico e, além das células que revestem as paredes laterais do silenciador, existe uma célula central. Verifica-se uma boa concordância entre os resultados ao longo de toda a faixa de frequência, inclusive abaixo da frequência recomendada. Observa-se que as máximas diferenças são de 3 dB nas frequências de 1150 Hz e 2 dB na frequência de 1400 Hz, valores os quais podemos considerar como aceitáveis.

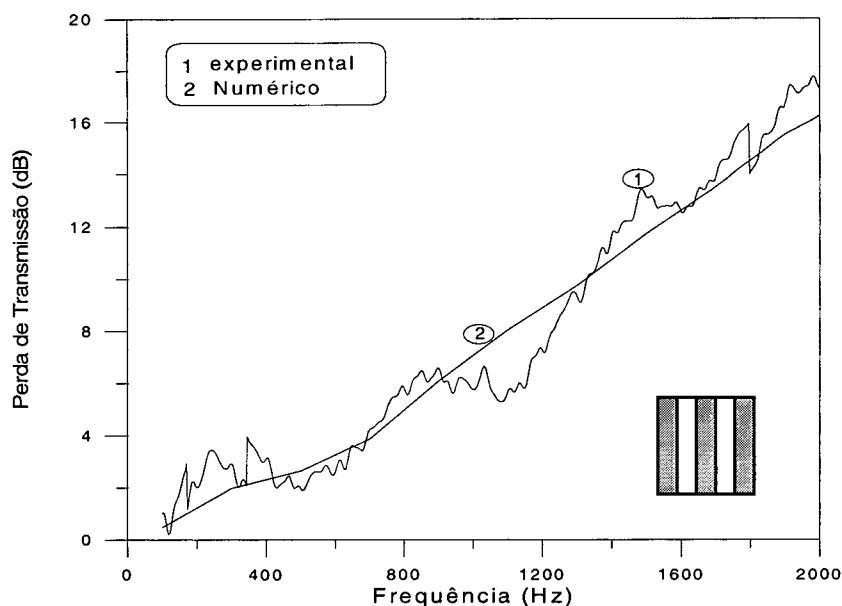


Fig. 7.2 - Comparação entre os resultados experimentais e os resultados numéricos para o silenciador 1

Na Figura 7.3 também mostra-se uma comparação entre os resultados experimentais e os resultados numéricos para o silenciador 2. Para esse silenciador, também é utilizada espuma como material absorvente, sendo que neste caso, as células revestem apenas as paredes laterais do silenciador. Foi obtida uma boa concordância entre os resultados ao longo de toda a faixa de frequência, ocorrendo uma diferença máxima de 2 dB na frequência de 400 Hz e 1,5 dB na frequência de 1500 Hz, valores que podemos considerar como aceitáveis.

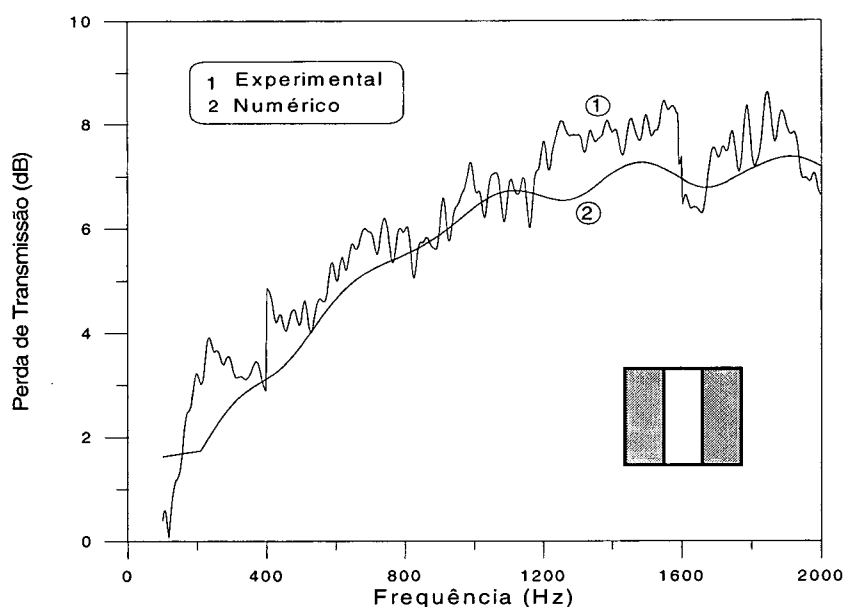


Fig. 7.3 - Comparação entre os resultados experimentais e os resultados numéricos para o silenciador 2

Para o caso do silenciador 3, que possui lã de vidro como material absorvente, instalado da mesma forma que o silenciador 2, a comparação entre os resultados experimentais e numéricos é apresentada na Figura 7.4. Da mesma forma que os outros modelos, obteve-se uma boa concordância entre os resultados, ocorrendo uma diferença máxima de 2 dB na frequência de 400 Hz e 4 dB na frequência de 1700 Hz, valores que também podemos considerar como aceitáveis.

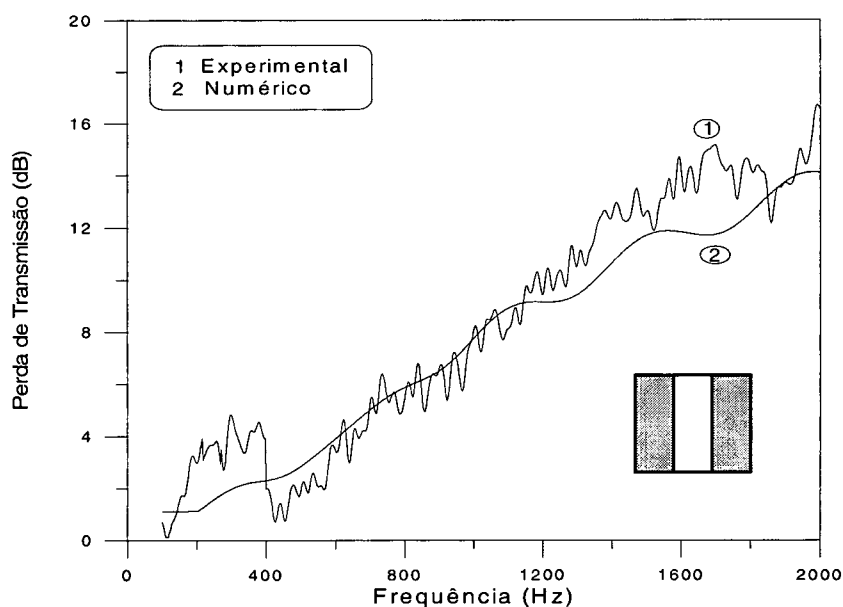


Fig. 7.4 - Comparação entre os resultados experimentais e os resultados numéricos para o silenciador 3

7.3 - PERFORMANCE ACÚSTICA DOS SILENCIADORES:

Através de uma comparação entre os resultados experimentais e numéricos para analisar a performance acústica dos 3 silenciadores, como descreve as Figuras 7.8 e 7.9, verifica-se que os silenciadores 1 e 3 possuem praticamente a mesma performance acústica, porém o silenciador 3 possui uma menor perda de carga, já que o mesmo possui uma área livre de passagem do ar de 35,2 %, enquanto que o silenciador 1 possui 41,2 % de área livre de passagem do ar.

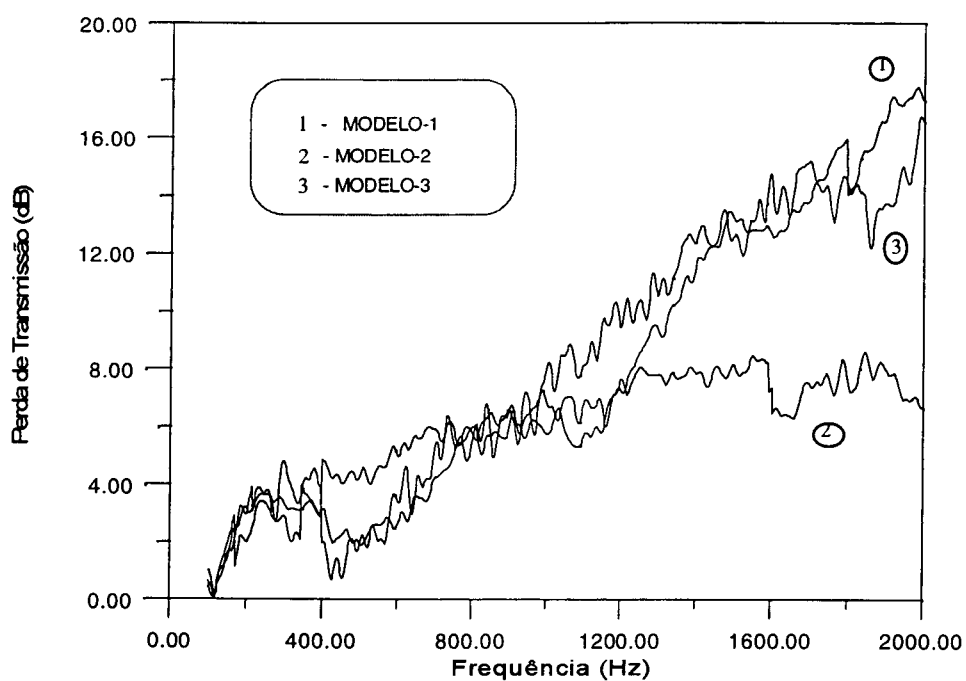


Fig. 7.5 - Comparação entre os resultados experimentais dos três silenciadores

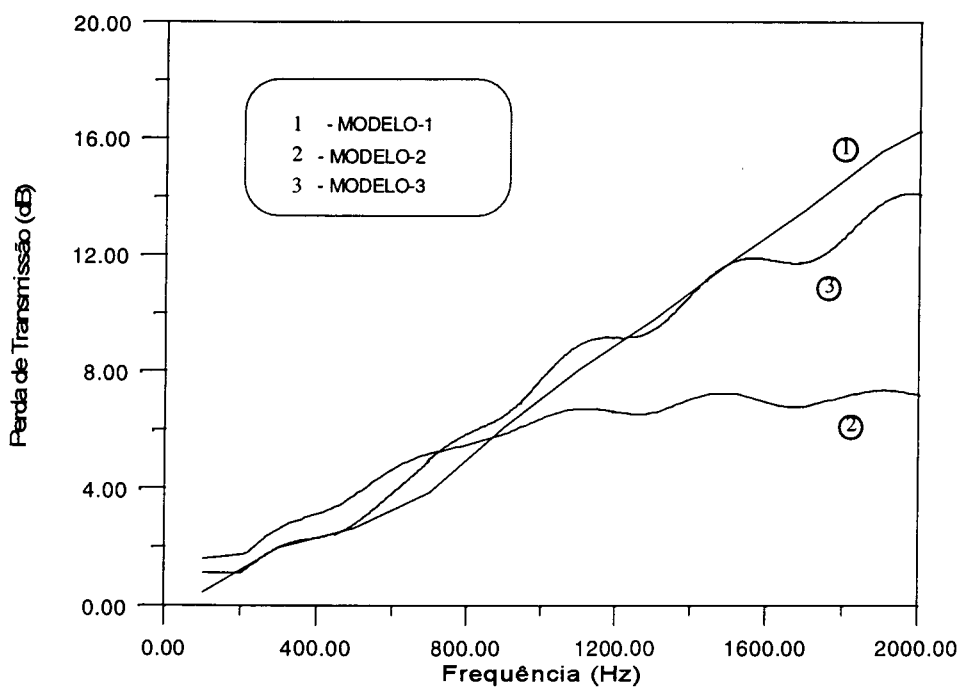


Fig. 7.6 - Comparação entre os resultados numéricos dos três silenciadores

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos nas diversas medições realizadas neste trabalho, podem-se tirar algumas conclusões importantes.

Este trabalho se constitui numa análise experimental e numérica da obtenção da perda de transmissão de silenciadores dissipativos. Para isso foi utilizada a técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais para a realização da análise experimental e o método dos elementos finitos para a análise numérica.

Através do sistema de medição, utilizando a técnica de um microfone, foi obtida a perda de transmissão dos vários protótipos, possibilitando assim o desenvolvimento, a validação e a análise dos resultados.

Para o cálculo da perda de transmissão, através de processo numérico, foi utilizado o método dos elementos finitos. Como ferramenta de trabalho, foram utilizados os programas computacionais ANSYS e SYSNOISE. O processo de geração da malha dos elementos foi feito através do ANSYS, enquanto que o processo de cálculo e análise dos resultados foi realizado através do SYSNOISE.

O sistema duto-silenciador (protótipo) foi considerado como sendo uma cavidade fechada, onde por meio de discretização das malhas e aplicação de condições de contorno foi possível a simulação numérica de um duto em um silenciador.

Os resultados da simulação numérica mostraram, em geral, uma boa concordância com os resultados experimentais ao longo de toda faixa de frequência, inclusive em regiões de baixa frequência onde a técnica experimental não é mais válida (abaixo de 343 Hz).

O ANSYS mostrou-se uma ferramenta extremamente eficaz no processo de geração da malha dos elementos, em que através do seu processo de geração automática dos elementos tornou-se fácil a discretização dos modelos.

Da mesma forma, o SYSNOISE também mostrou-se uma ferramenta altamente eficaz no processo de cálculo e análise dos resultados. O programa permite uma rápida entrada de dados e consequentemente uma rápida saída dos resultados. As saídas gráficas do SYSNOISE facilitam e aceleram o uso e interpretação dos resultados, e ainda, em função das diferentes opções de entrada dos dados, e realização de cálculos, o SYSNOISE permite um estudo altamente criterioso de acústica.

Mesmo obtendo-se bons resultados numéricos, é de fundamental importância a realização de estudos das propriedades acústicas dos materiais de absorção utilizados num silenciador dissipativo, principalmente das propriedades utilizadas como parâmetro de entrada na simulação numérica utilizando o SYSNOISE. Lembrando que tais parâmetros são: Resistividade ao Fluxo, Fator de Estrutura e Porosidade.

A técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais tem como grande vantagem a rapidez na medição da perda de transmissão, tanto na simples leitura dos resultados como na apresentação dos dados, visto ser totalmente automática. Além das vantagens operacionais, a técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais permite a leitura contínua da curva da perda de transmissão, possibilitando detectar qualquer comportamento especial, bem como o detalhamento de certos trechos de maior interesse.

Diante destes fatos, os processos numéricos e os ensaios experimentais tornam-se uma peça fundamental na concepção dos silenciadores dissipativos no sentido de perspectivar e definir o seu desempenho acústico.

Além das vantagens que foram descritas anteriormente, uma outra grande vantagem das simulações numéricas e dos ensaios experimentais é que, em muitas situações, pode-se avaliar de forma equivalente o modelo testado com a situação física real. Desta forma, o modelo não se torna uma abstração matemática difícil de ser visualizada e resolvida. Assim, é possível considerar parâmetros complexos envolvidos no campo sonoro no interior dos silenciadores dissipativos, tais como: a forma geométrica do silenciador, absorção acústica, reflexões, fontes sonoras, efeitos da terminação...etc, podendo-se avaliar os efeitos da variação desses parâmetros.

A técnica de simulação computacional é um forte instrumento para o desenvolvimento de silenciadores dissipativos, um vez que permite o estudo das conseqüências de uma determinada modificação sobre o seu desempenho.

Obviamente, a simulação computacional não elimina a necessidade de realização de ensaios e confecção de protótipos, mas permite uma diminuição do número de testes, representando uma economia de tempo e de recursos no desenvolvimento de um determinado produto. A interação entre os procedimentos computacionais e experimentais se faz necessária.

Finalizando, os parágrafos seguintes oferecem sugestões para estudos posteriores.

Para o aperfeiçoamento da técnica de um microfone e um analisador FFT de dois canais e do processo de simulação numérica utilizando o método dos elementos finitos na predição da perda de transmissão de silenciadores dissipativos, sugere-se o desenvolvimento de estudos em silenciadores com dimensões maiores, já que os silenciadores utilizados nesse trabalho possuem dimensões muito reduzidas, quando comparados com os silenciadores utilizados na prática.

Com relação à simulação numérica, sugere-se a realização de estudos das propriedades acústicas dos materiais de absorção utilizados num silenciador dissipativo. Ainda, sugere-se a realização de testes utilizando como propriedade acústica das células a impedância acústica que pode ser obtida pela técnica de dois microfones.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - ANSYS Theoric Manual, Revision 5.1, (1993).
- [2] - ASHRAE Handbook & Product Directory - Systems. Chapter 35, "Sound and Vibration Control." Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 35.13, (1976).
- [3] - ASHRAE Handbook -System. Chapter 32, "Sound and vibration Control."Atlanta: American Society oh Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., pp32.4-32-6, (1984).
- [4] - ASHRAE Handbook & Product Directory - Systems. Chapter 35, "Sound and Vibration Control." Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engeers, Inc., pp. 35.7-35-8, (1980).
- [5] - ASTM C 522-80. "Standard Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials".
- [6] - ASTLEY, R.J. "A Finite Element Formulation of the Eigenvalue Problem in Lined Ducts With Flow". J. Sound and Vibration, 65(1), pg 61-74, (1979).
- [7] - ASTLEY, R.J. "A Finite Element Scheme for Attenuation in Ducts Lined With Porous Material: Comparison Whith Experiment". J. Sound and Vibration, 116(2), pg 239-261, (1987).
- [8] - ASTLEY, R.J.; Eversman, W. "A Finite Element Method for Transmission in Non-Uniform Ducts Without Flow: Comparison Whith Method of Weighted Residuals". J. Sound and Vibration, 57(3), pg 367-388, (1978).

- [9] - BERANEK, L.L. Noise and Vibration Control, New York: McGraw-Hill, (1971).
- [10] - BERANEK, L.L. "Sound absorption in rectangular ducts." J. Acoust. Soc. Am. 12, 228-23, (1940).
- [11] - BELL. L.W. "Industrial Noise Control - Fundamentals and Applications". Ed. (Marcel Dekker, inc./New York, 1982). Ch 8.
- [12] - BIES,D. A.; Hansen,C.H. "Engineering Noise Control- Theory and Practice". Ed UnwinHyman, London, (1988).
- [13] - BIES, D.A., "Acoustical properties of porous materials." in Noise and Vibration Control, L .L. Beranek. Ed. (McGraw- Hill Book Co., New York, 1971), Ch10, pp 245.
- [14] - BIES. D.A.; Hansen, C.H. "New Procedures for Estimating Attenuation Rates in Lined Circular and Rectangular Ducts". Inter-Noise 1987, pg 489-492.
- [15] - BÓDEN, Hans & Abom, Mats. "Two-Microphone Measurements in The Plane Wave Region of Ducts - Influence of Erros". Department of Technical Acoustical, Royal Institute of Technology, TRITA-TAK 8401, (1984).
- [16] - BOKOR, A. "A Comparison of Some Acoustic Duct Lining Materials According to Scott's theory." J. Sound Vib. 14(3), 367-373, (1971).
- [17] - BOKOR, A. " Attenuation of Sound in Lined Ducts." J. Sound Vib. 10(3), 390- 403, (1969).
- [18] -CALLAWAY, D.B. and Hirschorn, M. "New rating method for duct silencers." Heating, Piping & Air Conditioning. December. pp. 88-95, (1966).
- [19] - CATÁLOGO da ISOVER- Santa Marina. "Materiais Termo-Acústicos". Santo Amaro-SP.

- [20] - CHUNG, J.Y. & Blaser, D.A. "Transfer Function Method of Mensuring In-Duct Acoustic Properties". J. Acoustc Soc. Am., September-(1980).
- [21] - COELHO, J.L. Bento. 1 Congresso Brasil/Argentina e 15 Encontro da SOBRAC - Controle de ruído, conservação da audição, conforto ambiental e veicular. Florianópolis. Abril. pp. 97-112, (1994).
- [22] - COMUNICAÇÃO Particular entre Prof. Samir N.Y. Gerges e Robert A. Schimidt - Vice Presidente do Departamento Técnico da IAC - Industrial Acoustics Company, (1994).
- [23] - COMUNICAÇÃO Particular entre Prof. Samir N.Y. Gerges e Alan Fry - Diretor Técnico da SALEX Group LTda, 1994.
- [24] - CRAGGS, A. "A Finite Element Method for Modelling Dissipative Mufflers With a Locally Reactive Lining". J. Sound and Vibration, 54(2), pg 285-296, (1977).
- [25] - CROCKER, M. J. . "The Acoustical Design and Testing of Mufflers for Vehicle Exhaust Systems".1 Congresso Brasil/Argentina e 15 Encontro da SOBRAC - Controle de ruído, conservação da audição, conforto ambiental e veicular. Florianópolis. Abril. pp. 47-96, (1994).
- [26] - CHU, W.T. "Transfer Function Technique for Impedance and Absorption Measurements in an Impedance Tube Using a Single Microphone". J. Acoust. Soc. Am., 80(2), August (1986).
- [27] - CUMMINGS, A.. "Sound Attenuation in Ducts Lined on Two Opposite Walls with porous materials, with some applications t o splitters." J. Sound Vib. 49(1), pg 9-35, (1976).
- [28] - DELANY, M.E. and Bazley, E. N. " Acoustical properties of fibrous absorbent materials." Applied Acoustics 3, 105- 116, (1970).
- [29] -FROMMHOLD, W. and Mechel, F.P. "Simplified methods to calculation of silencers." J. Sound Vib. 141(1), 103-125 (1989).

- [30] - G. M. L. Gladwell. Proceedings of the 5th International Congress on Acoustics. A finite element method for acoustics, (1965).
- [31] - GERGES, Samir N.Y. "Ruído: Fundamentos e Controle". Florianópolis. 600 pg. UFSC, (1992).
- [32] - GERGES, S.N.Y., Andrade, E.B. & Damasceno, R.R. "Medição de Absorção Acústica de Materiais com a Técnica de Dois Microfones". VII COBEM - São José dos Campos - SP, Dezembro (1985).
- [33] - GRANTE- Grupo de Análise de Tensões. "Curso de Introdução ao Método dos Elementos Finitos". Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC.
- [34] - LESKOV, E.A., Osipov, G .L. and Yudin, E.J. "Experimental investigation of splitter duct silencers." Applied Acoustics 3, 47-56, (1970).
- [35] - HARRIS, C. M. Handbook of Noise Control. New York: McGraw-Hill. (1971)
- [36] - HIRSCHORN, M.. "Acoustic and Aerodynamic Characteristics of Duct Silencers for Air-Handling Installations. " ASHRAE Transactions, Vol. 87, Part 1. (1981)
- [37] - IAC - Industrial Acoustics Company. Bulletin n. 1.0102.0, (1973).
- [38] - INGARD, U. "Notes on Sound Absorption Technology". New York, (1994).
- [39] - ISO 10534-2 "Determination of Sound Absorption Coefficient and Impedance in Tubes" - Part 2: Transfer-Function Method.
- [40] - KIM, Seok-Hong; Lee, Gyu-Seop; Kim, Yang-Hann. "Transmission Loss Measurement of Ducts Silencer With Reverberant Termination". Inter-Noise, pg. 541-545, (1991).

- [41] - KUNTZ, H.L., and Hoover, R. M. "The Interrelationships Between the Physical Properties of Fibrous Duct Lining Materials and Lined Duct Sound Attenuation." ASHRAE Transactions, Vol.93, Part 2, (1987).
- [42] - KURZE, U.J. and I.L Vér, I.L. "Sound Atenuation in Ducts Lined With Non- Isotropic Material". J.Sound Vib. 24:177-187 .(1972).
- [43] - LESKOV, E.A.; Osipov, G.I.; Yudin, E.J. "Experimental Investigation of Splitter Duct Silencers". Applied Acoustics, n.03, pg 47-56, 1969.
- [44] - MECHEL, F. P. "Theory of Baffle-type Silencer." Acustica 70, 93-111. (1990)
- [45] - MECHEL, F.P. "Numerical Results to the Theory of Baffle-Type Silencers." Acustic 72, pg. 7-20. (1990).
- [46] - MECHEL, F.P. "Theory of Baffle-type Silencers." Acustic 70, pg 93-111. (1990).
- [47] - MOLLOY, C.H. "Propagation of Sound in Lined Ducts." J. Acoust. Soc. Am. 16, pg. 31-37.(1944).
- [48] -MORSE, P.M."The Transmission of Sound Inside Pipes. " J. Acoust. Soc. Am. 11, pg. 205-210.(1939).
- [49] -MORSE, P.M. "Vibration and Sound". New York: McGraw-Hill.
- [50]- YOUND, C.I.J.,and Crocker, M.J. 1975. "Prediction of Tranmission Loss in Mufflers by Finite-Element Method."J.A.S.A., Vol. 57, pp. 144-148. (1948).
- [51] - MUNJAL, M.L. "Acoustics of Ducts and Mufflers". New York: John Wiley & Sons.(1987).

- [52] -PARKISON, J.P. "The Nature of Noise in Ventilating Systems and Methods for Its Elimination," Heating Piping and Air Conditioning, pp. 183-188, March (1937).
- [53] - RAMAKRISHNAN, R.; Watson, W.R. "Design Curves for Rectangular Splitter Silencers". Apphed Acoustics, n. 35, pg 1-24, (1992).
- [54] - RAMAKRISHNAN, R.; Watson, W.R. "Validity of Modeling Material as Locally Reacting for Silencers Performance Evaluation". Inter-Noise, pg 197-201.(1992).
- [55] - REYNOLDS, D. D. Engineering Principles of Acoustics - Noise and Vibration Control. Allyn and Bacon.(1981).
- [56] - REYNOLD, D.D.; Bleadsoe, J. M. "Algorithms for HVAC Acoustics". ASHRAE.
- [57] - ROGERS, R. "The Atenuation of Sound in Ducts," J.A.S.A., 11:480-484. (1940).
- [58] -ROLAND, J. "Evaluation of the Erros in the Measurements of Silencers Characteristics." J. Sound Vib. 75(4), 549-558.(1981).
- [59] - SABINE, H.S. "The Absorption of Noise in Ventilating Ducts,"J.A.S.A., 12:53-57 (1940).
- [60] - SANDERS, G.J. 1972. "Noise control for industrial air moving devices." Proc. Inter-Noise. October 4-6. pg. 165-170.
- [61] - SANDERS, G. U. "Silencers: Their Design and Application". Sound and Vibration'. pg 6-13, (1968).
- [62] - SCOTT, R.A. "The Propagation of Sound Between Walls of Porous Material," Proc. Phys. Soc. London, 58:358-368 (1946).
- [63] - SCOTT, R.A. "The Propagation of Sound in a Homogenous Porous Material," Proc. Phys. Soc. London, pg 165-183, (1945).

- [63] - SCOTT, R.A. "An Apparatus for Accurate Measurement of the Acoustic Impedance of Sound-Absorbing Materials" Phys. Soc. London, pg 253-265, (1945).
- [64] - SEYBERT, A.F. & Ross, D.F. "Experimental Determination of Acoustic Properties Using Two - Microphone Random - Excitation Thechnic". J. Acoustic Soc. Am., May - (1977).
- [65] - SIVIAN, L.J. "Sound Propagation in Ducts Lined With Absorting Materials." J. Acoust. Soc. Am. 9, pg 135-140, (1937).
- [66] - SYSNOISE User's Manual, Revision 5.1, Numerical Integration Technogies, (1994).
- [67] - SYSNOISE Theoretical Manual - Complement , Revision 5.0, Numerical Integratin Tchonogies, (1993).
- [68] - SODERMAN, P.T. "Design and Performance of Resonant - Cavity Parallel Baffles for Duct Silencing." Noise Cont. Eng. July-Augst. pp. 12-21, 1981.
- [69] - SOMAX Tecnologia Acústica Ltda. "Programa de Seleção de Atenuadores".
- [70] - SCHULTZ, T.J., "Wrappings, Enclosure, and Duct Linings." in Noise and Vibration Cont., L.L. Beranek, Ed. (McGraw-Hill Book Co., New York, 1971), Ch.15, p 476.
- [71] - STUBBINGS, R. "Rectangular Attenuators in Air Condition Systems".Buildig Services the CIBSE Journal, June - (1990).
- [72] -TAM, K.L. and Fahy, F.J. "A theorectical and Experimental Investigation of Sound Intensity Distribution Within a Splitter Silencer." J. of Sound and Vibration. 151(2), pg 213-246, (1991).

- [73] - VÉR, I. "A Review the Attenuation of Sound in Straight Lined and Unlined Ductwork of Rectangular Cross Section," ASHRAE Trans. 84:122-149, (1978).
- [74] - VIRGRAN, T.E.; Olsen, H.; Newman, M. "Intensity Method for Transmission Loss Measurements of Ducted Silencer". Inter-Noise. Pg 1495-1501 , (1994).

APÊNDICE A

MEDIÇÃO DA RESISTIVIDADE AO FLUXO

Os valores da resistividade ao fluxo de cada amostra foram medidos a partir da adaptação de um sistema utilizado para medição de vazão de ar. Este sistema pertence ao laboratório de mecânica dos fluidos da ETFSC/UNED-SJ.

O sistema adaptado é constituído por dois tubos de PVC com seção circular e diâmetro de 75 mm. Entre esses tubos foi adaptado um porta amostras também feito de PVC e com o mesmo diâmetro dos tubos. As paredes do porta amostra, antes e após as amostras, foram feitos dois pontos para tomada de pressão.

Em uma das extremidades dos tubos é fixo um ventilador radial com pressão estática de 60 mm CA, na outra extremidade é colocado um anemômetro com sensor de hélice para o registro da velocidade do ar.

Nos pontos de tomada de pressão são fixas as mangueiras que fazem a conexão com o manômetro de coluna de água, onde é feito o registro das pressões antes e após as amostras, ou seja, a obtenção do ΔP . A Figura a.1, mostra de forma esquemática a constituição do sistema de medição da resistividade ao fluxo.

Tabela a.1- Valores da resistividade ao fluxo

amostras	ΔP (N/m ²)	V(m/s)	R _s (Rayls)	R (Rayls/m)
amostra 1	690	0.5	1380	81000
amostra 2	735	2.8	263	10500
amostra 3	745	1.3	573	23000

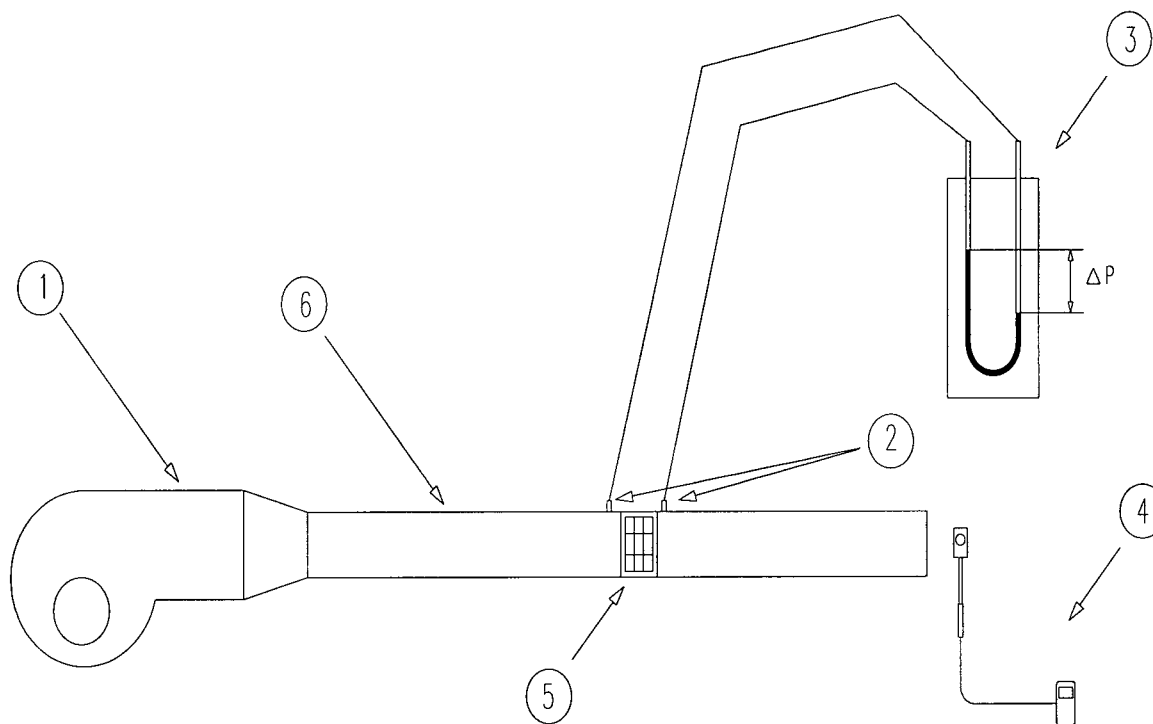


Fig. a.1 - Esquema do sistema de medição da resistividade ao fluxo

- 1 - ventilador radial;
- 2 - pontos de tomada de pressão;
- 3 - manômetro de coluna de água;
- 4 - anemômetro com sensor de hélice;
- 5 - porta amostras;
- 6 - tubos de PVC.

APÊNDICE B
PROGRAMA PARA O CÁLCULO EXPERIMENTAL
DA PERDA DE TRANSMISSÃO

; SCRIPT MATH version 2.25 (3/4/92) Saved at 12/10/1994 14:51

A = A * B ;H12

B = C * D ;H34

C read F2.DAT ;FREQUENCIA

D = C / (343,0) ;f/c c=343 m/s

C = D * (6.28318,0) ;k1=2*pi*f/c

C = C * (0.05,0) ;ks=k1*s

D = cos C

C = sin C

C = C * (0,1)

D = C + D ;cos(ks) + j.sin(ks)

A = D - A ;e^jks - H12

B = D - B ;e^jks - H34

C = A / B

D = magn C

D = real D

A read ? function ? ;ASPEC 11

B read ? function ? ;ASPEC 22

A = A + B

A = A / (2,0) ;ASPEC UPSTREAM

A = real A

B read ? function ? ;ASPEC 33

C read ? function ? ;ASPEC 44

$B = B + C$

$B = B / (2,0)$;ASPEC DOWNSTREAM

$B = \text{real } B$

$A = A / B$

$B = \text{magn } A$

$C = \text{sqrt } B$

$C = \text{magn } C$

$A = C * D$;TRANSMISSION LOSS

$B = \text{SMOOTH } A$

APÊNDICE C
PROGRAMA PARA O CÁLCULO EXPERIMENTAL
DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO

SCRIPT MATH version 2.25 (3/4/92) Saved at 1/4/1980 4:13

A read ? function ?

B read ? function ?

$A = A * B$

B read F2.DAT function 1

$B = B * (0.06283185307,0)$

$B = B / (343,0)$

$B = B * (? ,0)$

$C = \cos B$

$D = \sin B$

$D = D * (0,1)$

$B = C + D$

$C = C - D$

$D = A - C$

$B = B - A$

$B = D / B$

$C = \text{magn } B$

$C = C * C$

$D = C * (-1,0)$

$D = D + (1,0)$

APÊNDICE D
PROGRAMA PARA O CÁLCULO EXPERIMENTAL
DA IMPEDÂNCIA ACÚSTICA

A read ? function ?

B read ? function ?

A = A * B

; SCRIPT MATH version 2.25 (3/4/92) Saved at 1/4/1980 4:13

B read F2.DAT function 1

B = B * (0.06283185307,0)

B = B / (343,0)

B = B * (?,0) : ? --> Distancia entre os microfones (em --> cm)

C = cos B

D = sin B

D = D * (0,1)

B = C + D : $\cos ks + i \sin ks = \exp(iks)$

C = C - D : $\cos ks - i \sin ks = \exp(-iks)$

D = A - C : $H_{ap} - \exp(-iks)$

B = B - A : $\exp(iks) - H_{ap}$

B = D / B

D read F2.DAT function 1

D = D * (0.125663706,0)

D = D / (343,0)

D = D * (?,0) : ? --> Distancia da amostra ao microf. mais afastado(em --> cm)

$$A = \cos D$$

$$C = \sin D$$

$$C = C * (0,1)$$

$$D = A + C \quad : \cos(2kd'x_1) + i \sin(2kd'x_1)$$

$$A = B * D \quad : r \rightarrow \text{fator de reflexao}$$

$$C = A * (-1,0) \quad : -r$$

$$B = A + (1,0) \quad : (1 + r)$$

$$C = C + (1,0) \quad : (1 - r)$$

$$D = B / C \quad : (1 + r)/(1 - r) = Z/\rho * c$$

$$A = D * (415.03,0) \quad Z \rightarrow \text{impedancia acustica}$$

$$B = \text{inv } A$$

APÊNDICE E

PROGRAMAÇÃO DO SYSNOISE PARA APLICAÇÃO

DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO DO MODELO 1

option fem uncoupled interior

input mesh format ansys file mod1.cdb

set 10 elements between z=0 0.018 return

set 20 elements between z=0.033 0.051 return

set 30 elements between z=0.066 0.084 return

set 40 elements between x=0.46 0.633 return

set 50 intersection set 10 set 40 return

set 60 intersection set 20 set 40 return

set 70 intersection set 30 set 40 return

material absorbent set 50 set 60 set 70

resistivity=81000

porosity= 0.95

structure-factor=1.0

return

{ impedancia na saida

set 80 faces x=1.054 return

boundary set 80 impedance = 415.03

return

{ fonte sonora

set 90 faces x=0 return

boundary set 90 velocity=0.01 return

{pressao na saida

set 100 nodes near 0.015 0.042 0.042 near 1.054 0.042 0.042 return

response frequency 100 to 2000 step 200

store nodes set 100 prefix T3

save results step 0

return

<p style="text-align: center;">APÊNDICE F PROGRAMAÇÃO DO ANSYS PARA CONSTRUÇÃO DA MALHA DO MODELO 1</p>
--

/BATCH

/COM,ANSYS REVISION 5.0

14:29:56 10/17/1995

/prep7

ETYPE

STAT

ET, 1,30

R, 1

ETYPE

STAT

BLOCK,,1.10,,.085,,.018

vplot

/VIEW,ALL, 1, 1, 1

/ANGL,ALL,0

/REPLOT

BLOCK,,1.10,,.085,.018,.033

BLOCK,,1.10,,.085,.033,.051

BLOCK,,1.10,,.085,.051,.066

BLOCK,,1.10,,.085,.066,.084

/PNUM,DEFAULT

/PNUM,LINE, 1

/PNUM,KPOI,0

/PBC,ALL,,0

/WIN,ALL,ON

L PLOT

/ZOOM, 1, 0.19437 , 0.22790 , 0.21222 , 0.65565E-01

LESIZE,56,.017

LESIZE,44,.017

LESIZE,37,.017

LESIZE,25,.017

LESIZE,13,.017

LESIZE,1,.017

LESIZE,60,.018

LESIZE,48,.015

LESIZE,24,.015

LESIZE,36,.018

LESIZE,12,.018

LESIZE,57,.018

LESIZE,33,.018

LESIZE,9,.018

LESIZE,45,.015

LESIZE,21,.015

/ZOOM,1,OFF

/ZOOM, 1, 0.54897 , 0.67300E-01, 0.18233E-01, 0.48311E-01

LESIZE,55,.034

LESIZE,4,.034

LESIZE,50,.034

LESIZE,38,.034

LESIZE,26,.034

LESIZE,14,.034

LESIZE,2,.034

/ZOOM,1,OFF

/ZOOM, 1, 0.57415 , 0.19402E-01, 0.40947E-01, 0.50672E-01

```

LESIZE,53,.034
LESIZE,56,.034
LESIZE,56,.017
/ZOOM,1,OFF
/ZOOM, 1, 0.92399 , -0.13415 , -0.15532 , 0.60388E-01
LESIZE,10,.018
LESIZE,34,.018
LESIZE,58,.018
LESIZE,46,.015
LESIZE,22,.015
LESIZE,47,.015
LESIZE,23,.015
LESIZE,59,.018
LESIZE,35,.018
LESIZE,11,.018
LESIZE,54,.017
LESIZE,39,.017
LESIZE,27,.017
LESIZE,65,.017
LESIZE,15,.017
LESIZE,3,.017
LESIZE,P50X,.017
42
/ZOOM, 1, 0.89240 , -0.13242 , -0.12546 , 0.22766E-01
/ZOOM,1,OFF
/ZOOM, 1, 0.58050 , 0.16584E-01, 0.37414E-01, 0.56938E-01
LESIZE,P50X,.034
41
LESIZE,P50X,.034
17

```

LESIZE,P50X,.034

29

LESIZE,P50X,.034

5

LESIZE,P50X,.034

53

LESIZE,P50X,.034

41

LESIZE,P50X,.034

29

LESIZE,P50X,.034

17

LESIZE,P50X,.034

5

/ZOOM,1,OFF

/ZOOM, 1, 0.54491 , 0.72935E-01, 0.16651E-01, 0.50036E-01

LESIZE,P50X,.034

43

LESIZE,P50X,.034

43

LESIZE,P50X,.034

31

LESIZE,P50X,.034

31

LESIZE,P50X,.034

19

LESIZE,P50X,.034

19

LESIZE,P50X,.034

7

LESIZE,P50X,.034

7

/ZOOM,1,OFF

/ZOOM, 1, 0.20495 , 0.21663 , 0.21291 , 0.77642E-01

LESIZE,P50X,.017

44

LESIZE,P50X,.017

44

LESIZE,P50X,.017

32

LESIZE,P50X,.017

32

LESIZE,P50X,.017

20

LESIZE,P50X,.017

8

/ZOOM,1,OFF

/ZOOM, 1, 0.57592 , 0.20811E-01, 0.37772E-01, 0.54167E-01

LESIZE,P50X,.034

41

LESIZE,P50X,.034

41

LESIZE,P50X,.034

29

LESIZE,P50X,.034

17

LESIZE,P50X,.034

5

LESIZE,P50X,.034

5

```
LESIZE,P50X,.034
17
LESIZE,P50X,.034
29
LESIZE,P50X,.034
41
LESIZE,P50X,.034
53
/ZOOM,1,OFF
/ZOOM, 1, 0.92610 , -0.13838 , -0.15321 , 0.63839E-01
LESIZE,P50X,.017
42
LESIZE,P50X,.017
30
LESIZE,P50X,.017
18
LESIZE,P50X,.017
6
LESIZE,P50X,.017
18
LESIZE,P50X,.017
6
LESIZE,P50X,.017
42
/ZOOM,1,OFF
VMESH,all
nummerg,all
eplot
eplot
CDWRITE,ALL,at3,cdb
```

APÊNDICE G
PROGRAMAÇÃO DO SYSNOISE PARA APLICAÇÃO
DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO DO MODELO 2

option fem uncoupled interior

input mesh format ansys file mod2.cdb

set 10 elements between z=0 0.025 return

set 20 elements between z=0.06 0.085 return

set 30 elements between x=0.442 0.612 return

set 40 intersection set 10 set 30 return

set 50 intersection set 20 set 30 return

material absorbent set 40 set 50

resistivity=10500

porosity=0.95

structure-factor=1.0 return

{impedancia na saida

set 80 faces x=1.054 return

boundary set 80 impedance = 415.03 return

{fonte sonora

set 90 faces x=0 return

boundary set 90 velocity=0.01 return

{pressao na saida

set 100 nodes near 0.015 0.042 0.042 near 1.054 0.042 0.042 return

response frequency 200 to 2000 step 10

store nodes set 100 prefix p2

save results step 0

return

<p style="text-align: center;">APÊNDICE H</p> <p style="text-align: center;">PROGRAMAÇÃO DO SYSNOISE PARA APLICAÇÃO</p> <p style="text-align: center;">DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO DO MODELO 3</p>

option fem uncoupled interior

input mesh format ansys file mod3.cdb

set 10 elements between z=0 0.025 return

set 20 elements between z=0.06 0.085 return

set 30 elements between x=0.442 0.612 return

set 40 intersection set 10 set 30 return

set 50 intersection set 20 set 30 return

material absorbent set 40 set 50

resistivity=23000

porosity=0.95

structure-factor=1.0 return

{impedancia na saida

set 80 faces x=1.054 return

boundary set 80 impedance = 415.03 return

{fonte sonora

set 90 faces x=0 return

boundary set 90 velocity=0.01 return

```
{pressao na saida
set 100 nodes near 0.015 0.042 0.042 near 1.054 0.042 0.042 return
response frequency 200 to 2000 step 10
    store nodes set 100 prefix p2
    save results step 0
return
```

APÊNDICE I
PROGRAMAÇÃO DO ANSYS PARA CONSTRUÇÃO
DAS MALHAS DO MODELO 2 E DO MODELO 3

```
/BATCH
/COM,ANSYS REVISION 5.0          13:39:32  11/29/1994
/UNITS,SI
/PREP7
ETYPE
STAT
ET, 1,30
BLOCK,0,1.054,0,0.085,0,0.025
vplot,all_054,0,0.085,0,0.025
/VIEW,ALL, 1, 1, 1
/ANGL,ALL,0
/REPLOT
BLOCK,0,1.054,0,0.085,0.025,0.06
BLOCK,0,1.054,0,0.085,0.06,0.085
vglue,all
vplot,all_
lplot,all_
/PNUM,DEFAULT
/PNUM,LINE, 1
/PNUM,KPOI,1
/PBC,ALL,,0
/WIN,ALL,ON
/REPLOT
```

```
/ZOOM, 1, 0.18438 , 0.21950 , 0.20811 , 0.71372E-01
LESIZE,33,0.0125
LESIZE,40,0.0125
LESIZE,36,0.0125
LESIZE,39,0.0125
LESIZE,44,0.0175
LESIZE,43,0.0175
LESIZE,32,0.014
LESIZE,32,0.017
LESIZE,25,0.017
LESIZE,13,0.017
LESIZE,1,0.017
/ZOOM,1,OFF
/ZOOM, 1, 0.88321 , -0.12744 , -0.14376 , 0.62193E-01
LESIZE,34,0.0125
LESIZE,37,0.0125
LESIZE,38,0.0125
LESIZE,35,0.0125
LESIZE,42,0.0175
LESIZE,41,0.0175
LESIZE,30,0.017
LESIZE,27,0.017
LESIZE,15,0.017
LESIZE,3,0.017
/ZOOM,1,OFF
/ZOOM, 1, 0.52717 , 0.47384E-01, 0.37443E-01, 0.84650E-01
LESIZE,29,0.035
LESIZE,28,0.035
LESIZE,16,0.035
LESIZE,4,0.035
```

```
LESIZE,31,0.035
LESIZE,26,0.035
LESIZE,14,0.035
LESIZE,2,0.035
/ZOOM,1,OFF
/PNUM,DEFAULT
/PNUM,LINE, 1
/PNUM,KPOI,1
/NUM, 1
/PBC,ALL,,0
/WIN,ALL,ON
/REPLOT
vplot,all
VMESH,all
CDWRITE,ALL,mod4,cdb
FINISH
/EXIT
```

APÊNDICE J
PROGRAMAÇÃO NO SYSNOISE DA EQUAÇÃO 2.12
PARA O CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO

OPTION FEM UNCOUPLED INTERIOR
INPUT MESH FORMAT ANSYS FILE M.CDB

COMBINE RESPONSE
READ VX FILE P1.RES
CONSTANT 415.03
MULTIPLY
READ P FILE P1.RES
ADD
WRITE FILE A.RES
READ VX FILE P2.RES
CONSTANT 830.06
MULTIPLY
WRITE FILE B.RES
READ P FILE A.RES
READ P FILE B.RES
DIVIDE
WRITE FILE t5.RES
RETURN

APÊNDICE K

MODELOS EMPÍRICOS E SEMI-EMPÍRICOS PARA O CÁLCULO DA ATENUAÇÃO SONORA

O objetivo deste capítulo consiste em apresentar uma descrição de alguns trabalhos desenvolvidos para o cálculo da atenuação sonora em um silenciador dissipativo. Serão apresentados os diferentes tratamentos físicos/matemáticos que cada autor atribui ao fenômeno da atenuação sonora nesses elementos, no sentido de obter o melhor comportamento do campo sonoro no interior de um duto revestido com material absorvente.

1 - INTRODUÇÃO:

Existem várias teorias que predizem a atenuação sonora em um silenciador dissipativo. Tais teorias são muito complexas, pois o comportamento do campo sonoro em um duto revestido com material absorvente é um fenômeno que envolve uma série de processos. Por essa razão, até o momento, não se tem conhecimento de uma teoria que determine em forma de matemática fechada a atenuação sonora e que leve em consideração todas as variáveis envolvidas no fenômeno.

Para a propagação do som nestes elementos existem algumas simplificações que podem ser feitas, onde o campo sonoro se torna mais simples e, assim, pode-se chegar a bons resultados. Por exemplo: uma parcela significativa da energia sonora de interesse tende a se propagar na forma de ondas planas; esta condição permite fazer inúmeras simplificações e obter um bom tratamento matemático.

2- MODELOS EMPÍRICOS E SEMI-EMPÍRICOS:

2.1- MODELO DE J. S. PARKISON:

Através de um estudo experimental em dutos revestidos com materiais absorventes, onde foram utilizados vários dutos retangulares com diferentes dimensões geométricas, Parkison[52], obteve um modelo empírico para o cálculo da atenuação sonora.

Segundo Parkison[52], uma onda gerada no interior de um espaço fechado tridimensional vai sofrer reflexões dada pela seguinte equação:

$$n = \frac{c A}{4V} \quad (1)$$

onde

A = área do espaço fechado(m^2);

V = volume do espaço fechado(m^3);

n = número de reflexões por segundo;

A energia da onda após sofrer as reflexões é dada por:

$$E = E_0 (1 - \alpha)^n \quad (2)$$

onde

E_0 = energia inicial;

E = energia final;

α = coeficiente de absorção da superfície refletiva.

Considerando o espaço tridimensional como sendo um duto, e analisando o problema em duas dimensões, a equação (1) pode ser escrita da seguinte forma:

$$n = \frac{c P_p}{\pi A} \quad (3)$$

onde

P_p = perímetro interno do duto(m);

c = velocidade do som (m/s)

Substituindo a equação (3) na equação (2), temos:

$$\frac{E}{E_0} = (1 - \alpha)^{c P_p / A \pi} \quad (4)$$

Assim, a atenuação em escala dB, é dada por:

$$AT = 10 \log\left(\frac{E_0}{E}\right) = \frac{c P_p}{\pi A} 10 \log(1 - \alpha) \quad (5)$$

A redução de energia para um determinado comprimento L (m) de duto é expressa da seguinte forma:

$$AT = K_p \frac{P_p}{A} \log(1 - \alpha) L \quad (6)$$

onde K_p é uma constante obtida experimentalmente que corrige o valor do coeficiente de absorção de incidência aleatória para o coeficiente de absorção de uma onda que incide tangencialmente na superfície do material de absorção. Desta forma, Parkison[52] alcança a seguinte equação para o cálculo da atenuação sonora no interior de um duto:

$$AT = 2.84 \left(\frac{P_p}{A} \right)^{1/2} \log(1 - \alpha) L \quad (7)$$

onde o expoente $1/2$ representa um fator de correção geométrico.

2.2- MODELO DE H. J. SABINE:

Num estudo experimental, Sabine[59] obteve um modelo empírico para o cálculo da atenuação sonora em dutos revestidos com material absorvente, com diferentes relações P_p/A .

Sabine[59], em seu trabalho, considera apenas a propagação de ondas planas no interior do duto, e estabelece que o material absorvente é constituído por uma impedância que possui apenas a parte real, ou seja, apenas a resisistência acústica(R).

Com o auxílio da teoria de Sivian[65], que propõe a seguinte equação:

$$AT = 2195/R (P_p/A) \quad (8)$$

e com os valores da atenuação obtidos experimentalmente para as diferentes relações P_p/A , Sabine[59] calcula para cada frequência de interesse os valores de R, que são a parte real da impedância acústica..

Os valores de R foram substituídos na equação proposta por Morse [48], resultando:

$$\alpha = \frac{1 - (R - 2 \rho c)}{R + 2 \rho c} \quad (9)$$

E assim foram obtidos os valores do coeficiente de absorção. Segundo Sabine[59], os valores de α foram comparados com coeficientes de absorção obtidos experimentalmente pelo laboratório “RIVERBANK” , onde se utilizou o mesmo material de revestimento dos dutos, obtendo-se, desta forma, boa concordância entre os valores calculados e os valores medidos experimentalmente.

Segundo o autor os resultados conseguidos através de sua análise possibilitam uma simplificação no modelo proposto por Sivian[65], onde é possível a obtenção de um modelo que seja expresso em função do coeficiente de absorção.

Modificando a equação (7) e isolando $1/R$, chega-se a:

$$1/R = 0.00575 \alpha^{-1.4} \quad (10)$$

Ainda em sua análise, o autor descreve que a equação (10) possui um erro de +/- 10% para coeficientes de absorção entre 0.20 e 0.80.

Desta forma, é proposto o seguinte modelo:

$$AT = 12.6 \alpha^{-1.4} \frac{P_p}{A} \quad (11)$$

2.3 MODELO DE ISTVÁN L. VÉR :

Vér[73]. descreve em sua teoria dois modelos para a predição sonora em dutos revestidos com material absorvente. Para a obtenção do primeiro modelo, o autor parte da teoria desenvolvida por Morse[47] e, no segundo modelo da teoria de Scott[62].

Baseado na teoria de Morse[47], que descreve a atenuação em termos da impedância do material e das dimensões do duto revestido, não considerando os efeitos da onda sonora no interior do material absorvente, Vér[73] obtém a seguinte equação para a constante de propagação em uma onda plana num duto:

$$\frac{\cot(\sqrt{\Gamma^2 + k^2} h)}{\sqrt{\Gamma^2 + k^2}} = \frac{Z}{j \rho c k} \quad (12)$$

onde

Z = impedância acústica (complexa);

Γ = constante de propagação;

ρ = densidade (Kg/m³);

$K = 2\pi f/c$ = número de onda;

h = altura interna do duto (m);

Segundo o autor, resolvendo a equação (12) para baixas frequências através de séries de expansão em ambos os lados, o valor da atenuação sonora para o modo fundamental é :

$$AT = \frac{8.69(kd)^2 \sigma^2 R_f}{6h(1 + \sigma d/h)^{1/2}} L \quad (13)$$

onde

σ = porosidade;

R_f = resistividade ao fluxo (Rayls/m);

d = espessura do material de revestimento(m);

A equação (13) é válida se $2h$ e d forem menores que o comprimento de onda, podendo ser simplificada se for assumido $\sigma \cong 1$ e lembrando que para um duto revestido com material absorvente normalmente tem-se $d/h \ll 1$, assim :

$$AT = 1.45 R_f \left(\frac{P_p}{A} \right) (2\pi f d / c)^2 \quad (14)$$

Também o autor demonstra que a atenuação sonora para o modo fundamental em altas frequências pode ser dada por :

$$AT = 0.54 \frac{X_f^{1/2}}{\sigma} \frac{P_p}{A} \left(\frac{c}{fh} \right)^2 \quad (15)$$

onde

X_f = fator de estrutura.

Na outra etapa de seu trabalho, Vér[73] parte do modelo desenvolvido por Scott[63], o qual considera os efeitos da onda sonora no interior do material de revestimento. Assim é obtida a seguinte equação:

$$\frac{j K_f \rho \cot(h \sqrt{\Gamma^2 + K^2})}{\sqrt{\Gamma^2 + K^2}} = - \frac{\Gamma_m Z \cot(d \sqrt{\Gamma^2 + \Gamma_m^2})}{\sqrt{\Gamma^2 + \Gamma_m^2}} L \quad (16)$$

onde

Γ_m = constante de propagação do material absorvente;

Resolvendo a equação (16) para baixas frequências pela série de expansão em ambos os lados, chega-se à seguinte equação para o cálculo da atenuação sonora do modo fundamental:

$$AT = 8.69 \left(\frac{P_p}{A} \left(2 \pi f \frac{d}{c} \right)^2 + \frac{1 + R_f^2 / 3}{2 R_f} \right) L \quad (17)$$

2.4- MODELO DA ASHRAE:

A ASHRAE[3], através de seu comitê técnico (T.C.2), propõe um modelo para o cálculo da atenuação sonora em dutos revestidos com material absorvente. Este modelo é dividido em duas equações, sendo uma para baixas frequências e outra para altas frequências, que são:

- para baixas frequências (63 até 2000 Hz):

$$AT = 0.00875(P_p / A)Ld^{1.6}f \quad (18)$$

- para altas frequências (acima de 2000 Hz):

$$AT = 3.47 \times 10^{14} (P_p / A)L(hd)^{-2} \quad (19)$$

2.5- MODELO DE H. L. KUNTZ E R. M. HOOVER :

O trabalho desenvolvido por Kuntz e Hoover[41] é uma modificação do método proposto pela ASHRAE [3] para o cálculo da atenuação sonora em dutos revestidos com material absorvente.

Segundo os autores, o método apresentado pela ASHRAE[3] não leva em consideração a absorção com incidência normal e a densidade do material absorvente, que são propriedades potencialmente importantes na determinação da atenuação sonora.

Desta forma, os autores propõem um modelo que consiste em três equações. A primeira equação é utilizada nas regiões de baixa frequência, utilizando-se o coeficiente de absorção apenas na frequência de 500 Hz. A segunda equação substitui a primeira equação quando não se conhece o coeficiente de absorção nessa frequência. Assim, é proposta uma equação que leva em consideração a densidade do material. Já a terceira equação, é utilizada nas regiões de altas frequências, considera os efeitos dos modos cruzados.

- quando o coeficiente de absorção do material absorvente é conhecido na frequência de 500 Hz, a atenuação sonora nas regiões de baixas frequências (125 a 800 Hz) é obtida pela seguinte expressão:

$$AT = \frac{\alpha^{0.748} h^{0.356} (P_p / A) L f^{(1.17 + K_2 d)}}{K_1 \rho^{2.3}} \quad (20)$$

onde K_1 e K_2 são constantes:

$$K_1 = 0.0214,$$

$$K_2 = 0.0119,$$

- e quando o coeficiente de absorção do material não é conhecido na frequência de 500 Hz, a atenuação sonora é calculada da seguinte forma:

$$AT = \frac{d^{1.08} h^{0.356} \left(P_p / A \right) Lf^{(1.17 + K_2 \rho)}}{K_3 \rho^{2.3}} \quad (21)$$

onde K_3 é uma constante:

$$K_3 = 5.46 \times 10^{-3}$$

- para altas frequências (800 até 10000 Hz) a atenuação é dada por:

$$AT = \frac{K_4 \left(P_p / A \right) Lf^{(K_5 - 1.61 \log(P_p / A))}}{w_i^{2.5} h^{2.7}} \quad (22)$$

onde K_4 e K_5 são constantes e w_i é a largura da área livre.

$$K_4 = 3.32 \times 10^{18},$$

$$K_5 = -3.79$$

2.6- TEORIA DE D. D. REYNOLDS :

Reynolds[56] desenvolveu uma série de investigações em dutos retangulares, com dados obtidos por outros pesquisadores. O autor analisou a atenuação sonora em dutos com paredes rígidas (sem material absorvente) e a perda por inserção em dutos revestidos com material absorvente.

Utilizando a análise de regressão de multivariáveis com esses dados, o mesmo obteve algumas equações que podem ser utilizadas para o cálculo da atenuação sonora e da perda por inserção em dutos retangulares.

Segundo Reynolds[56], para se determinar a atenuação sonora total em um duto revestido com material de absorção, é necessário conhecer a atenuação em dutos com paredes rígidas tanto quanto a perda por inserção em dutos revestidos com material acústico.

Assim, para dutos com paredes rígidas, Reynolds[56] analisou alguns dados obtidos por Sabine (1970), Chaddock (1959, ASHRAE 1976) e Ver (1978, ASHRAE 1987).

Com estas informações para uma banda de frequência de 1/1 oitava e frequência de 63 Hz a 250 Hz, Reynolds[56] aplicou a análise de regressão de multivariáveis e obteve as seguintes equações para o cálculo da atenuação(AT_1) de dutos com paredes rígidas:

$$\text{para } \frac{P_p}{A} \geq 3$$

$$AT_1 = 17 \left(\frac{P_p}{A} \right)^{-0.25} f^{-0.85} L \quad (23)$$

$$\text{para } \frac{P_p}{A} < 3$$

$$AT_1 = 1.64 \left(\frac{P_p}{A} \right)^{0.73} f^{-0.58} L \quad (24)$$

e para uma frequência de 250 Hz, obteve:

$$AT_1 = 0.02(\frac{P_p}{A})^{0.08} L \tag{25}$$

Na segunda etapa de seu trabalho, Reynolds[56] desenvolveu uma análise da perda por inserção em dutos revestidos com material absorvente através de dados obtidos por Machen e Haines (1983) e Kuntz e Hoover (1978).

Os valores da perda por inserção foram obtidos para valores de p/s de 1.667 (1/ft) até 6 (1/ft), espessura do material absorvente de 1 in ou 2 in e densidade de 1.5 lb/ft³ a 3 lb/ft³ . Reynolds[56] aplicou a análise de regressão de multivariáveis para banda de frequência de 1/1 e frequência de 63 a 8000 Hz.

Segundo Reynolds[56], os valores obtidos indicam que a perda por inserção é uma função da relação p/s, da espessura do material absorvente e do comprimento do duto e da densidade do material. Diante destas informações a equação obtida para perda por inserção através da análise de regressão é:

$$IL = B(\frac{P_p}{A})^C d^D L \tag{26}$$

onde B, C e D são constantes de regressão e são dadas pela Tabela k.1.

Tabela k.1

Frequências (Hz)	B	C	D
63	0.0133	1.959	0.917
125	0.0574	1.410	0.941
250	0.271	0.824	1.079
500	1.0147	0.500	1.087
1000	1.770	0.695	0.0
2000	1.392	0.802	0.0
4000	1.518	0.451	0.0
8000	1.581	0.219	0.0

Conforme Reynolds[56], o efeito da atenuação é significativo em baixas frequências para um duto com paredes rígidas. Assim, para a obtenção da atenuação total num duto revestido com material absorvente, este efeito deve ser considerado. Ou seja, a atenuação total é obtida pela seguinte expressão:

$$AT = AT_1 + IL \quad (27)$$